



**Escuela Superior Politécnica de Chimborazo**

**FACULTAD DE MECÁNICA**

**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“IMPLEMENTACIÓN DE UN ANÁLISIS DE MANTENIMIENTO  
BASADO EN CONDICIÓN DE LOS COMPRESORES  
RECIPROCANTES Y DE TORNILLO”**

**TOAPANTA CUNALATA OSCAR GABRIEL**

**TESIS DE GRADO**

**PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE:**

**INGENIERO MECÁNICO**

**Riobamba – Ecuador**

**2009**

**“IMPLEMENTACIÓN DE UN ANÁLISIS DE MANTENIMIENTO BASADO  
EN CONDICIÓN DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES Y DE  
TORNILLO”**

**POR:**

**TOAPANTA CUNALATA OSCAR GABRIEL**

**Estudiante de la Facultad de Mecánica, Escuela de Ingeniería Mecánica.  
(ESPOCH)**

**TESIS.**

**Entregada como parcial complementación de los requerimientos para la obtención  
del grado de Ingeniero Mecánico en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.**

**Riobamba – Ecuador.**

**2009**

**Espoch**

Facultad de Mecánica

---

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS**

---

**CONSEJO DIRECTIVO**

**Diciembre, 03 del 2009**

Yo recomiendo que la tesis preparada por:

**OSCAR GABRIEL TOAPANTA CUNALATA.**

---

Titulada:

**“IMPLEMENTACIÓN DE UN ANÁLISIS DE MANTENIMIENTO  
BASADO EN CONDICIÓN DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES  
Y DE TORNILLO”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

---

f) Ing. Geovanny Novillo A.  
DECANO DE LA FAC. MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

f) Ing. Edwin Cuadrado S.  
DIRECTOR DE TESIS

---

f) Ing. Rodrigo Díaz B.  
ASESOR DE TESIS

---

## CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

---

**NOMBRE DEL ESTUDIANTE:** OSCAR GABRIEL TOAPANTA CUNALATA.

**TÍTULO DE LA TESIS:**

**“IMPLEMENTACIÓN DE UN ANÁLISIS DE MANTENIMIENTO BASADO EN  
CONDICIÓN DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES Y DE  
TORNILLO”**

**Fecha de Examinación:** Diciembre, 03 del 2009.

**RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:**

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. EDUARDO VILLOTA M.			
ING. EDWIN CUADRADO S.			
ING. RODRIGO DÍAZ B.			

\* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

**RECOMENDACIONES:** \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

---

f) Presidente del Tribunal

## **DERECHOS DE AUTORÍA**

El trabajo de grado que presento, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad del autor. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

---

f) Oscar Gabriel Toapanta Cunalata

## **AGRADECIMIENTO**

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

Y a la empresa REPSOL por darme la oportunidad de comenzar mi vida profesional desarrollando este proyecto, y a todos sus empleados, quienes en estos últimos meses fueron guía, apoyo y aliento para culminar con éxito este paso tan importante en mi vida. Un reconocimiento especial a los señores: Ing. Edwin Cuadrado, Ing. Rodrigo Díaz, Ingeniero Henry Toapanta, por su tiempo e interés en mi trabajo. Deseo también agradecer a mi madre por tu todo su apoyo y amor durante toda la realización de esta tesis.

**OGTC**

## **DEDICATORIA**

A mi Madre quien ha sido mi guía y apoyo,

A mi Padre que desde el cielo siempre me ha cuidado,

Les dedico este trabajo como un justo reconocimiento a su sacrificio.

**OGTC**

## TABLA DE CONTENIDOS

<b><u>CAPÍTULO</u></b>	<b><u>PÁGINA</u></b>
1. GENERALIDADES -----	1
1.1. Introducción -----	1
1.2. Antecedentes generales -----	2
1.3. Justificación-----	3
1.4. Objetivos -----	5
2. COMPRESORES-----	6
2.1. Generalidades de los compresores-----	6
2.2. Principio de funcionamiento de los compresores -----	7
2.3. Clasificación de los compresores -----	10
3. MANTENIMIENTO BASADO EN CONDICIÓN (CBM) -----	31
3.1. Generalidades del mantenimiento -----	31
3.2. Mantenimiento predictivo -----	33
3.3. Objetivos del mantenimiento basado en condición (CBM)-----	34
3.4. Ventajas y desventajas del mantenimiento predictivo-----	35
3.5. Requerimientos de un programa de mantenimiento predictivo -----	36
3.6. Técnicas de monitoreo de CBM para los compresores a gas. -----	38
4. METODOLOGÍA DE TRABAJO-----	75
4.1. Análisis dinámico en los compresores reciprocantes. -----	75
4.2. Análisis de vibraciones en los compresores tornillo. -----	92
4.3. Características de la técnica aplicada en el análisis de aceite.-----	103



5.	PRESENTACIÓN DE RESULTADOS Y ANÁLISIS .....	122
5.1.	Introducción .....	122
5.2.	Descripción de los equipos de monitoreo.....	122
5.3.	Presentación de resultados del compresor reciprocante. ....	124
5.4.	Presentación de resultados de los compresores de tornillo C 2067 C. ....	175
5.5.	Beneficio técnico de la implementación del análisis de mantenimiento basado en condición (CBM). ....	200
6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	204
6.1.	Conclusiones .....	204
6.2.	Recomendaciones .....	207

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

### BIBLIOGRAFÍA

### LINKOGRAFÍA

### ANEXOS

## LISTA DE TABLAS

<u>TABLA</u>	<u>PÁGINA</u>
3.1 MÉTODOS ASTM PARA EL ANÁLISIS DE ACEITE. -----	73
4.1 CONFIGURACIÓN DE UNA RUTA DE MANTENIMIENTO. -----	79
4.2 NIVELES DE CONDICIÓN DEL EQUIPO. -----	91
4.3 PRUEBAS DEL ANÁLISIS DE ACEITE Y SU ENFOQUE. -----	105
4.4 CONTENIDOS TÍPICOS Y ANORMALES DE LOS ELEMENTOS PRESENTES EN EL ACEITE USADO. -----	109
4.5 CRITERIOS PARA EL ESTABLECIMIENTO DE LÍMITES. -----	115
4.6 FORMULAS PARA ESTABLECIMIENTO DE LÍMITES ESTADÍSTICOS. ---	119
4.7 CÓDIGO DE COLORES. -----	121
5.1 DATOS GENERALES DE LOS COMPRESORES. -----	123
5.2 DATOS TÉCNICOS DEL FABRICANTE DEL LUBRICANTE. -----	124
5.3 LÍMITES ESTADÍSTICOS DEL FE. -----	126
5.4 CODIFICACIÓN DE LOS DATOS EN FUNCIÓN LA TÉCNICA SACODE. --	127
5.5 LÍMITES ESTADÍSTICOS DE DATOS ORIGINALES. -----	127
5.6 LÍMITES DEL FABRICANTE. -----	127
5.7 REPORTE DE ANÁLISIS ACEITE DEL COMPRESOR RECIPROCANTE ----	138
5.8 LÍMITES DE LOS DATOS OPERACIONALES DEL COMPRESOR. -----	140
5.9 REPORTE DE DATOS OPERACIONALES DEL COMPRESOR RECIPROCANTE. -----	147
5.10 CARACTERÍSTICAS DEL COMPRESOR RECIPROCANTE DE ANÁLISIS. 148	
5.11 REPORTE MONITOREO DINÁMICO DEL COMPRESOR C-3121A. -----	174
5.12 LÍMITES DE DATOS OPERACIONALES COMPRESORES TORNILLO. ----	178
5.13 REPORTE DATOS OPERACIONALES DEL COMPRESOR DE TORNILLO -	182
5.14 CARACTERÍSTICAS DEL COMPRESOR DE TORNILLO ANÁLISIS. -----	183
5.15 FRECUENCIA DE FALLAS DEL MOTOR Y DE LOS ENGRANAJES. -----	185
5.16 FRECUENCIA DE FALLAS DE LOS RODAMIENTOS DEL COMPRESOR TORNILLO. -----	186
5.17 REPORTE DEL MONITOREO DE VIBRACIONES COMPRESOR TORNILLO C-2067C. -----	199

## LISTA DE FIGURAS

### FIGURA

### PÁGINA

2.1	Cuadro de clasificación de los compresores. (Referencia [2] Pág. 2).-----	10
2.2	Compresor recíprocante C 3121A, marca ARIEL JGJ/2 (dos etapas)-----	11
2.3	Compresor recíprocante de doble acción y una etapa.-----	12
2.4	Compresor de dos etapas.-----	12
2.5	Formas de trabajo del pistón. (Referencia [3] Pág. C.alter.17)-----	13
2.6	Principio funcionamiento del compresor (lado cabeza).-----	14
2.7	Diagrama de ciclo teórico, PSPS. (Referencia [3] Pág. C. alter.3)-----	16
2.8	Diagrama de ciclo real, PNPN. (Referencia [3] Pág. C. alter.6-7.)-----	17
2.9	Diagrama de un compresor de dos etapas.-----	18
2.10	Esquema de las partes de un compresor recíprocante.-----	19
2.11	Cilindro de un compresor de doble efecto. (Referencia [4] Pág. 50).-----	20
2.12	Partes del pistón y vástago.-----	20
2.13	Pistón, con sus rines. (Referencia [2] Pág. 69).-----	21
2.14	Empaquetadura del vástago del pistón (Packing de presión).-----	22
2.15	Partes de una cruceta.-----	22
2.16	Esquema de la biela y sus cojinetes.-----	23
2.17	Esquema del cigüeñal.-----	23
2.18	Cojinetes antifricción.-----	24
2.19	Válvula de placa tipo lengüeta y resorte.-----	24
2.20	Compresor de tornillo C 2067B, marca Cardner Denver SSY G99.-----	26
2.21	Compresor de simple tornillo (Referencia [2] Pág. 115).-----	27
2.22	Compresor de doble tornillo (Referencia [2] Pág. 117).-----	28
2.23	Ciclo de funcionamiento de los compresores de tornillo-----	29
2.24	Partes de un compresor de tornillo (Referencia [6] Pág. 45).-----	30
3.1	Esquema de la estrategia de mantenimiento-----	32
3.2	Esquema del funcionamiento del CBM.-----	33
3.3	Gráfica de condición probable de falla con respecto al tiempo.-----	35
3.4	Compresor recíprocante y de tornillo.-----	36
3.5	Monitoreo de vibraciones en un equipo rotativo (motor eléctrico).-----	39
3.6	Oscilación simple de un cuerpo. (Referencia [8] Pág. 12).-----	40
3.7	Oscilación compuesta. (Referencia [9] Pág. 12).-----	41
3.8	Oscilación aleatoria. (Referencia [9] Pág.13).-----	42
3.9	Oscilación por golpeteos. (Referencia [9] Pág. 13).-----	42
3.10	Gráficas de señales sinusoidales (amplitud). (Referencia [9] Pág. 11).-----	43
3.11	Esquema de medición de amplitud en los espectros. (Referencia [9] Pág. 37).----	44
3.12	Tendencia de vibración en un soplador. (Referencia [9] Pág. 41).-----	46
3.13	Señal en el dominio tiempo y su correspondiente en el dominio frecuencia.-----	47
3.14	Formación del espectro. (Referencia [9] Pág. 14).-----	47

3.15	Esquema de información para el análisis de vibraciones. -----	48
3.16	Curvas características del monitoreo en los compresores. -----	49
3.17	Curva de Presión vs ángulo del cigüeñal (Cierre de válvulas lado cabeza)-----	
3.18	Curva de presión vs ángulo del cigüeñal (Cierre de válvulas lado cigüeñal). -----	51
3.19	Onda de sonido audible y ultrasonido. -----	52
3.20	Esquema de funcionamiento de la técnica de ultrasonido. -----	53
3.21	Curvas de ultrasonido y vibración vs ángulo cigüeñal. -----	54
3.22	Desgaste adhesivo y abrasivo. (Referencia [12] Pág. 9).-----	66
3.23	Desgaste por fatiga superficial y corrosiva. (Referencia [12] Pág. 11).-----	67
3.24	Desgaste erosivo y desgaste por cavitación. (Referencia [12] Pág. 13). -----	67
3.25	Falla por sobrecalentamiento. (Referencia [12] Pág. 15). -----	68
3.26	Esquema del sistema de lubricación principal del compresor reciprocante.-----	69
3.27	Esquema de distribución principal del aceite a la cruceta y cojinetes. -----	70
3.28	Esquema de distribución secundaria de aceite (Referencia [14] Pág. 42).-----	70
3.29	Esquema de distribución secundaria de aceite a los cilindros y empaquetaduras.-	71
3.30	Interruptor de parada de caudal (DNFT) (Referencia [13] Pág. 4.16). -----	71
3.31	Esquema del sistema de lubricación en un compresor de tornillo.-----	72
4.1	Forma de onda de vibración en alta frecuencia y sonido en el compresor. -----	76
4.2	Equipo analizador dinámico “Windrock 6130 PA”. -----	78
4.3	Elementos de equipo de monitoreo dinámico “Windrock”.-----	80
4.4	Lugar del monitoreo en el compresor reciprocante.-----	84
4.5	Direcciones H-V-A para el cojinete del cigüeñal del compresor. -----	85
4.6	Codificación de las válvulas lado izquierdo (1) y lado derecho (2), succión (S), descarga (D), cabeza (H), cigüeñal (C). -----	86
4.7	Lugar donde se coloca el receptor pick up.-----	86
4.8	Ubicación de las válvulas indicadoras (KIENE) para el monitoreo de presión en el compresor reciprocante. -----	87
4.9	Medición de ultrasonido en la empaquetadura del compresor reciprocante. -----	87
4.10	Medición de vibración y ultrasonido en las válvulas del compresor reciprocante.	88
4.11	Medición de vibración en la cruceta y en los cojinetes de bancada del cigüeñal del compresor reciprocante. -----	88
4.12	Toma de temperaturas en botellones y en cada una de las válvulas del compresor reciprocante. -----	89
4.13	Equipo analizador CSI 2130. -----	93
4.14	Ruta de monitoreo de los compresores de tornillo.-----	94
4.15	Esquema de transferencia de señal al analizador de datos.-----	95
4.16	Sensores de desplazamiento (Referencia [8] Pág.47). -----	95
4.17	Transductor de velocidad (Referencia [8] Pág.48). -----	96
4.18	Transductor de aceleración (acelerómetro), (Referencia [8] Pág.49). -----	97
4.19	Ubicación del transductor en la dirección radial (horizontal),-----	100
4.20	Ubicación y dirección del traductor de vibración en el compresor de tornillo. ---	100
4.21	Toma de mediciones de vibración del compresor de tornillo. -----	102
4.22	Frasco de toma de muestra de aceite y etiqueta de información.-----	105
4.23	Equipo para medir visc. cinemática a 40°C y 100°C. (Referencia [12] Pág.52)--	106

4.24	Potenciómetro para determinar TBN. (Referencia [12] Pág.53) -----	106
4.25	Analizador espectrográfico. (Referencia [12] Pág.55)-----	107
4.26	Curva representativas del aceite usado (amarillo) y nuevo (azul).-----	110
4.27	Equipo para probar la estabilidad a la oxidación (Referencia [12] Pág.57).-----	111
4.28	Lugar de toma de muestra de aceite en los compresores C 3020 y C 3121A.----	119
5.1	Tendencia y tasa de cambio del magnesio.-----	128
5.2	Tendencia y tasa de cambio del calcio. -----	128
5.3	Tendencia y tasa de cambio del fósforo.-----	128
5.4	Tendencia y tasa de cambio del zinc. -----	129
5.5	Tendencia de la oxidación (a) y la viscosidad (b). -----	129
5.6	Tendencia del TBM (Número total ácido).-----	129
5.7	Tendencia y tasa de cambio del boro. -----	130
5.8	Tendencia y tasa de cambio del vanadio. -----	130
5.9	Tendencia y tasa de cambio del sodio. -----	130
5.10	Tendencia del hollín (a) y del % agua (b).-----	131
5.11	Tendencia y tasa de cambio del silicio. -----	131
5.12	Tendencia del hierro, silicio, hollín y tendencia desgaste total del compresor. ---	131
5.13	Tendencia y tasa de cambio del hierro. -----	132
5.14	Tendencia y tasa de cambio del aluminio.-----	132
5.15	Tendencia y tasa de cambio del cobre.-----	132
5.16	Tendencia y tasa de cambio del plomo.-----	133
5.17	Tendencia de la presión de succión de la primera y segunda etapa. -----	141
5.18	Tendencia de la presión de succión de la primera y segunda etapa. -----	141
5.19	Tendencia presión descarga primera etapa y succión segunda etapa. -----	141
5.20	Tendencia de la presión de descarga del gas (segunda etapa y del skid). -----	142
5.21	Tendencia de la presión de descarga segunda etapa y del skid. -----	142
5.22	Tendencia temperatura gas succión de primera y segunda etapa y del skid. -----	142
5.23	Tendencia temperatura gas succión primera y segunda etapa. -----	143
5.24	Tendencia de la temperatura gas de descarga del skid. -----	143
5.25	Tendencia de la temperatura de los cilindros (a) y bearings (b). -----	143
5.26	Tendencia de presión y temperatura del aceite.-----	144
5.27	Tendencia de presión y temperatura del aceite.-----	144
5.28	Ultrasonido de las válvulas de la primera etapa H y C.-----	157
5.29	Ultrasonido de las válvulas de la segunda etapa H y C. -----	158
5.30	Vibración alta frecuencia de válvulas primera (a) y segunda etapa (b), H y C. ---	158
5.31	Diagrama PV teórico y real de la etapa 1 (a) y 2 (b), H y C. (Escala normal).----	158
5.32	Diagrama PV teórico y real de etapa 1 (a) y 2 (b), H y C. (Escala logarítmica). -	159
5.33	Ultrasonido de las válvulas de la primera etapa, H. -----	159
5.34	Ultrasonido de las válvulas de la primera etapa, C. -----	159
5.35	Vibración en alta frecuencia de las válvulas primera etapa, H y C. -----	160
5.36	Diagrama PV teórico y real de la etapa 1, H y C. (Esc. normal y logarítmica). --	160
5.37	Ultrasonido de las válvulas de la segunda etapa, H. -----	160
5.38	Ultrasonido de las válvulas de la segunda etapa, C.-----	161
5.39	Vibración en alta frecuencia de las válvulas segunda etapa, H y C. -----	161

5.40	Diagrama PV teórico y real de la etapa 2, H y C. (Esc. normal y logarítmica) ---	161
5.41	Ultrasonido medido en el espaciador de la primera etapa, H (a) y C (b). -----	162
5.42	Ultrasonido medido en el espaciador de la segunda etapa, H (a) y C (b). -----	162
5.43	Vibración baja frecuencia de la cruceta etapa 1 (a) y 2 (b) (Durante período análisis). -----	162
5.44	Curvas de la carga sobre el vástago y vibración en baja y alta frecuencia de la cruceta de la primera etapa. (Crítico 17/01/2009)-----	163
5.45	Curvas de la carga sobre el vástago y vibración en baja y alta frecuencia de la cruceta de la segunda etapa. (Crítico 17/01/2009). -----	163
5.46	Vibración en baja y alta frecuencia de las bancadas (Durante período análisis)--	164
5.47	Vibración en alta y baja frecuencia de las bancadas (07/08/2009). -----	165
5.48	Vibración en baja frecuencia de las crucetas y bancadas (07/08/2009). -----	165
5.49	Reporte del estado del compresor reciprocante. Parte 1 del 17/01/2009. -----	166
5.50	Reporte del estado del compresor reciprocante. Parte 2 del 17/01/2009-----	166
5.51	Reporte de temperaturas medidas compresor reciprocante -----	167
5.52	Lugares de muestreo de aceite en los compresores de tornillo. -----	175
5.53	Tendencia de presión succión y descarga compresor. -----	178
5.54	Tendencia de presión descarga compresor y final (Separador).-----	179
5.55	Tendencia de la diferencia de presión compresor. -----	179
5.56	Tendencia temperatura salida gas - aceite. -----	179
5.57	Tendencia del nivel del depósito aceite compresor.-----	180
5.58	Tendencia de la presión y nivel (Cárter) de aceite compresor. -----	180
5.59	Tendencias de puntos monitoreo interno del motor eléctrico en alta y baja frecuencia.-----	186
5.60	Tendencias de puntos monitoreo externo del motor eléctrico en alta y baja frecuencia.-----	187
5.61	Tendencias de puntos monitoreo interno del compresor de tornillo en alta y baja frecuencia.-----	187
5.62	Tendencias de puntos de monitoreo externo del compresor reciprocante en alta y baja frecuencia. -----	188
5.63	Tendencias de puntos de monitoreo de la bomba de lubricación en alta y baja frecuencia (14-06-2009 inicio crítico). -----	188
5.64	Tendencias de la temperatura descarga (TD), presión final descarga (Separadora aceite-gas) (PT), presión de la bomba de aceite (PBA).-----	189
5.65	Tendencia, espectro, forma de onda en la dirección horizontal en baja frecuencia. (14-06-2009 inicio crítico).-----	190
5.66	Espectros en la dirección horizontal en baja frecuencia -----	190
5.67	Forma de onda en la dirección horizontal en baja frecuencia. -----	190
5.68	Tendencia, espectro, forma de onda en la dirección horizontal en alta frecuencia. (14-06-2009 inicio crítico).-----	191
5.69	Espectros en la dirección horizontal en alta frecuencia-----	191
5.70	Forma de onda en la dirección horizontal en alta frecuencia -----	191
5.71	Tendencia, espectro, forma de onda en la dirección vertical en alta frecuencia (14-06-2009 inicio crítico).-----	192

5.72	Espectros en la dirección vertical en alta frecuencia. -----	192
5.73	Forma de onda en la dirección vertical en alta frecuencia. -----	192
5.74	Tendencia, espectro, forma de onda en la dirección axial en alta frecuencia. (14-06-2009 inicio crítico). -----	193
5.75	Espectros en la dirección axial en alta frecuencia. -----	193
5.76	Forma de onda en la dirección axial en alta frecuencia. -----	193
5.77	Espectro en la dirección horizontal en alta frecuencia -----	194
5.78	Espectro en la dirección vertical en alta frecuencia -----	194
5.79	Espectro en la dirección axial en alta frecuencia.-----	195
5.80	Espectro en la dirección vertical en alta frecuencia (Dirección crítica). -----	195
5.81	Rayaduras en los cojinetes de biela y de bancada -----	200
5.82	Oxido en el cigüeñal. -----	201
5.83	Válvula de succión segunda etapa (2HS2) rota. -----	201
5.84	Desgaste de anillos, pistón de la segunda etapa-----	201
5.85	Rodamientos flojos-----	202
5.86	Desgaste (a) y (b) superficie lateral tornillo y (c) tapa lateral-----	202
5.87	Piñones no efectúan el engranaje correcto. -----	203
5.88	Tapa donde se aloja el sello tipo laberinto. -----	203

## SIMBOLOGÍA

$P$	Presión de compresión.
$P_d$	Presión línea descarga
$P_E$	Potencia al freno.
$P_i$	Potencia indicada.
$P_s$	Presión línea succión
$P_p$	Potencia perdida.
$r_a$	Relación real de compresión.
$V_1$	Volumen del cilindro estado 1.
$V_2$	Volumen del cilindro estado 2
$W_E$	Trabajo realizado por la máquina en el eje.
$W$	Trabajo realizado en el cilindro.
$\Delta T$	Variación de temperatura entre salida y entrada.
$\rho$	Relación volumétrica de compresión
$\omega$	Velocidad angular.
$\dot{x}$	Tasa de cambio.
$x_0$	Parámetro de la muestra actual.
$x_{-1}$	Parámetro de la muestra anterior.
$t_0$	Horómetro de la muestra actual.
$t_{-1}$	Horómetro de la muestra anterior.
$\bar{x}$	Valor promedio.
$x_i$	Valor de cada muestra.
$m$	Masa del gas
$n$	Número total de muestras.
$\sigma$	Desviación estándar.
$t_s$	Tiempo estándar definido del muestreo.
$t_p$	Tiempo de uso del aceite.
$\dot{x}_t$	Parámetro normalizado por tiempo.
$N_m$	Factor de normalización por compensación de aceite.
$V$	Capacidad del cárter.
$V$	Volumen total de aceite compensado.
$VD$	Válvula de descarga
$VS$	Válvula de succión
$\dot{x}_m$	Tasa de cambio normalizada por aceite compensado.
$\dot{x}_{tm}$	Tasa de cambio normalizada por aceite compensado y por tiempo.
$x_{om}$	Parámetro normalizado por aceite compensado de la muestra actual.
$x_{-1m}$	Parámetro normalizado por aceite compensado de la muestra anterior.



## LISTA DE ABREVIACIONES

°C	Grados Celsius.
°F	Grados Fahrenheit.
°	Grados.
ax.	Dirección axial
AA	Análisis de aceite.
A.F.	Alta frecuencia
Al	Aluminio.
API	Instituto Americano de Petróleo.
ASTM	Sociedad Americana de Ensayos de Materiales.
Ba	Bario.
B.F.	Baja frecuencia
C	Lado cigüeñal
Ca	Calcio.
CBM	Mantenimiento basado en condición.
cm.	Centímetros.
Cm <sup>3</sup>	Centímetros cúbicos.
CO	Contaminación.
CPS	Ciclos por segundo.
Cr	Cromo.
cSt	Centistokes.
Cu	Cobre.
DE	Desgaste.
Fe	Hierro.
Fcd	Pies cúbicos por día
FFT	Transformada rápida de Fourier.
FTIR	Espectroscopía infrarroja por transformadas de Fourier.
H	Lado cabeza
hr	Dirección horizontal
HFO	Combustible pesado.
ISO	Organización Internacional para la Estandarización.
IV	Índice de viscosidad.
Kg/m <sup>2</sup>	Kilogramos por metro cuadrado.
KOH	Hidróxido de potasio
KPa	Kilo Pascales.
KGz	Kilo Gerz.
LB	Línea base.
LFO	Combustible liviano
m.	Metros.
m <sup>3</sup>	Metros cúbicos.
mg.	Miligramos
mm.	Milímetros.
ME	Motor eléctrico
MMFCD	Millones de pies cúbicos por día
Mo	Molibdeno
N.m.	Newton por metros.
Na	Sodio
Ni	Níquel

NO <sub>2</sub>	Bióxido de nitrógeno.
Pb	Plomo
PMI	Punto muerto inferior.
PMS	Punto muerto superior.
ppm	Partes por millón
rad/s	Radianes por segundo.
RPM	Revoluciones por minuto.
S	Entropía
SA	Salud
SAE	Sociedad de Ingenieros Automotrices.
Sb	Antimonio
Si	Silicio
Sn	Estaño
SPF	Facilidades de producción del sur
TAN	Número ácido total.
TBN	Número básico total.
V	Vanadio
vr.	Dirección vertical
Visc.	Viscosidad
Zn	Zinc

## **LISTA DE ANEXOS**

- ANEXO 1:** DATOS DEL FABRICANTE COMPRESORES A GAS.
- ANEXO 2:** DATOS PROPIEDADES DE LOS LUBRICANTES.
- ANEXO 3:** RECOMENDACIONES PARA ESTABLECER LOS LIMITES
- ANEXO 4:** TABLA ORIGEN DE LOS ELEMENTOS PRESENTES  
ANÁLISIS ACEITE.
- ANEXO 5:** CAUSAS Y EFECTOS DE ALGUNOS ELEMENTOS DEL  
ANÁLISIS DE ACEITE.
- ANEXO 6:** TABLA DE RESULTADOS DATOS ORIGINALES DEL  
ANÁLISIS ACEITE DEL COMPRESOR RECIPROCANTE  
GAS C 3121 A.
- ANEXO 7:** TABLA DE TASA CAMBIO DATOS ANÁLISIS ACEITE  
COMPRESOR RECIPROCANTE GAS C 3121 A.
- ANEXO 8:** TABLA DE DATOS OPERACIONALES COMPRESOR  
RECIPROCANTE GAS C 3121 A.
- ANEXO 9:** TABLA DE DATOS OPERACIONALES COMPRESOR  
TORNILLO DE GAS C 2067C.
- ANEXO 10:** FORMATO CONTROL DE MUESTREO PARA LA TOMA  
MUESTRAS DE ACEITE.
- ANEXO 11:** PUNTOS DE MONITOREO DE VIBRACIONES DE LOS  
COMPRESORES DE TORNILLO.
- ANEXO 12:** CONFIGURACIÓN PARA EL MONITOREO DINÁMICO  
DEL COMPRESOR RECIPROCANTE C3121 A.

- ANEXO 13:** FALLAS NORMALMENTE DETECTADAS MEDIANTE EL  
MONITOREO VIBRACIÓN EN COMPRESORES  
TORNILLO
- ANEXO 14:** FALLAS NORMALMENTE DETECTADAS MEDIANTE EL  
MONITOREO DINÁMICO COMPRESORES  
RECIPROCANTES
- ANEXO 15:** FIGURA ELEMENTOS COMPRESORES RECIPROCANTES
- ANEXO 16:** FIGURAS DE DAÑADOS EN LOS COMPRESORES  
RECIPROCANTES
- ANEXO 17:** FIGURA ELEMENTOS Y DAÑOS COMPRESORES  
TORNILLO

## **RESUMEN**

En este proyecto se implementó el “Análisis de Mantenimiento Basado en Condición” de los compresores recíprocos y de tornillo en la empresa petrolera REPSOL ubicada en la provincia de Orellana. Debido al continuo funcionamiento que tienen en el proceso necesitan un adecuado mantenimiento y control.

Se realizó el monitoreo de los compresores mediante técnicas de mantenimiento predictivo como son el análisis de aceite, datos operativos, monitoreo dinámico y de vibraciones a una frecuencia determinada, para luego interpretar y analizar técnicamente los datos recolectados; y poder determinar si es necesario o no una acción de mantenimiento en los compresores en relación a su condición de funcionamiento.

Con la implementación del análisis se determinó que el aceite utilizado en el compresor recíproco es el adecuado, debido a esto sus elementos tienen un desgaste moderado durante el periodo de análisis. Además con el monitoreo dinámico se detectó fuga en las válvulas y sobrecarga en el vástago del pistón del compresor recíproco. Mientras que la bomba de lubricación del compresor de tornillo se encuentra en mal estado debido al incremento de vibraciones, también se determinó un excesivo consumo de aceite siendo la principal causa la obstrucción del filtro separador de gas-aceite y la línea de retorno del lubricante a la cámara de compresión.

Se recomendó que se realice la planificación para el mantenimiento de los elementos de los compresores que se encuentran en condición anormal, como también que la entrega de los resultados de las pruebas físico-químicas del aceite sean lo más pronto posible.

## **SUMMARY**

In this project “The Maintenance Analysis Bases on Condition” of reciprocal and bolt compressors was implemented at the oil enterprise REPSOL located at the Orellana province. Due to the continuous functioning of the process they need an adequate maintenance and control.

The monitoring of compressors was carried out through predictive maintenance techniques such as oil analysis, operative data, dynamic and vibration monitoring at a determined frequency, to then interpret and analyze technically the data so as to determine if is necessary to maintain the compressors considering their functioning condition.

With the implementation of analysis it was determined that lubricating oil used in the reciprocal compressor is the adequate one, because of this its elements have a moderate waste during the analysis period. Moreover with dynamic monitoring a leak in the valves and overcharge in the piston rod of the reciprocal compressor were detected. While that the lubrication pump of the bolt compressor is in bad condition due to the vibration increase, there was also an excessive oil consumption the main cause being the gas-oil separating strainer obstruction and the lubricant return line to the compression chamber.

It is recommended to carry out planning for the element maintenance of the compressors in bad condition, as well as to hand in the results of the oil physical and chemical test as soon as possible.



## **CAPÍTULO I**

### **1. GENERALIDADES**

#### **1.1. Introducción**

El mantenimiento predictivo, que es el monitoreo basado en condición del equipo o maquinaria, es una herramienta ampliamente utilizada por los departamentos de mantenimiento a nivel mundial. La selección de la maquinaria para ser incluida en este programa depende de un análisis de criticidad, costo, la confiabilidad esperada y el impacto de su falla. En industrias como la generación de energía y petrolera, el análisis de vibración ha sido históricamente la técnica seleccionada para monitorear la condición de los grandes componentes críticos de una máquina rotatorio como bombas y compresores; mientras que para la maquinaria reciprocante (Movimiento alternativo que se produce en motores y compresores) se utilizan en la actualidad diferentes equipos de análisis dinámico entre estos se tiene el monitoreo dinámico basado en el análisis conjunto de vibración, ultrasonido y presión.

Para realizar un buen mantenimiento es recomendable realizar conjuntamente los monitoreos anteriores con el análisis de aceite y datos de operación de la maquinaria. Las técnicas deben ser consideradas como aliadas debido a la naturaleza complementaria de sus respectivas fortalezas.



La finalidad de un mantenimiento basado en condición es el de evitar paradas innecesaria de los equipos y maquinaria, evitando así paradas en los procesos de producción de las fabricas.

En nuestro caso se analiza los compresores reciprocantes y rotativos de tornillo utilizados para generación eléctrica, los cuales utilizan como combustible el gas que se obtiene en el proceso de tratamiento del petróleo.

Inicialmente se detalle la descripción del tipo de maquinaria en la cual se realizara el monitoreo, las técnicas aplicada basada en condición de mantenimiento, para finalmente la presentación resultados con su análisis y con sus respectivas conclusiones para poder predecir las posibles causas-raíz de fallas en los compresores.

## **1.2. Antecedentes generales**

La empresa REPSOL posee dos plantas de producción y extracción de petróleo, NPF y SPF, en el presente trabajo se lo realizara en la última estación mencionada siendo la de mayor capacidad. Dentro de los equipos utilizados en el proceso de obtención del crudo se dispone de siete compresores en el departamento de generación eléctrica, de los cuales cinco son de tipo reciprocante, dos son marca Ariel JGR/2 con una capacidad de 2.4 millones fcd, dos marca Ariel JGJ/2 con una capacidad de 5 millones fcd, y uno es marca Gemini B 452 con una capacidad de 3.2 millones de fcd, mientras que los otros dos son rotativos tipo tornillo marca Cardner Denver SSY G99 con una capacidad de 2 millones de fcd.

En los compresores reciprocantes se utiliza el lubricante mineral marca Vectis LA 540 similar al SAE 40, en los de tornillo se utiliza el aceite sintético marca Aeon NG-H10.

### **1.3. Justificación**

REPSOL es una empresa privada que se dedica a la extracción y producción de petróleo, para este proceso se requiere una gran cantidad de energía eléctrica para el funcionamiento de la maquinaria existente, se realizan varias formas de generación eléctrica, entre ella se utiliza la generación mediante el uso del combustible gas. Debido a que los equipos deben generar gran cantidad de energía, se encuentran sometidos a trabajar continuamente y necesita que se los controle, esto se lo realice mediante técnicas de mantenimiento, entre estas se tiene el mantenimiento predictivo.

Muchos programas modernos de mantenimiento invierten grandes cantidades de dinero en la aplicación de técnicas sofisticadas de mantenimiento predictivo, tratando de mejorar la confiabilidad en su maquinaria. El principal propósito de este programa es obtener el máximo producto con el mínimo de costo.

El mantenimiento predictivo es una filosofía de mantenimiento basado en la condición del equipo. Esto se realiza mediante la medición de señales que pueden ser por alta vibración y ruido, incremento de la temperatura, o un cambio en la composición o consistencia de lubricantes de la máquina, etc. Así podemos predecir un fallo y resolverlo antes que suceda.

La finalidad del de mantenimiento predictivo

- Optimizar la confiabilidad de equipos rotativos, alternativos y reciprocantes evitando roturas.
- Disminuir las horas hombre dedicadas a tareas de mantenimiento y optimizando los costos de operación.
- Aprovecha racionalmente el recurso de los elementos.
- Promover y aplicar las mejores prácticas de mantenimiento.
- Garantiza el cuidado del medio ambiente
- Aumenta la eficiencia de los equipos

De ahí la necesidad de realizar la implementación de un “Análisis de Mantenimiento Basado en Condición de los Compresores Reciprocantes y de Tornillo” utilizados en la generación eléctrica a gas.

### **1.3.1. Alcance**

El presente trabajo incluye a los compresores reciprocantes de gas y de tornillo de la empresa REPSOL de la planta SPF, en el estudio se espera obtener los siguientes resultados:

- Obtener los parámetros de operación y de condición de los equipos que permitan evaluar el estado de los compresores reciprocantes y de tornillo.
- Comparar los resultados de los análisis de aceite mediante la técnica SACODE con el monitoreo realizado con los analizadores de vibraciones CSI2130 y

monitoreo dinámico Windrock en compresores de tornillo y reciprocantes respectivamente.

- Calcular estadísticamente los límites de advertencia y alarma para la condición del lubricante y de los elementos mecánicos de desgaste de los compresores.
- Crear un formato para el control del lubricante y datos operativos de los compresores.

#### **1.4. Objetivos**

##### **1.4.1. Objetivo general**

Realizar la implementación de un “Análisis de Mantenimiento Basado en Condición” de los compresores reciprocantes y de tornillo.

##### **1.4.2. Objetivos específicos**

- Identificar las técnicas aplicables para el monitoreo de condición de los compresores reciprocantes y de tornillo.
- Obtener curvas de tendencias de los parámetros de monitoreo de los compresores.
- Realizar un análisis técnico del funcionamiento de los compresores.
- Mostrar beneficios técnicos de la implementación del análisis de mantenimiento basado en condición.

## **CAPÍTULO II**

### **2. COMPRESORES**

#### **2.1. Generalidades de los compresores**

Los compresores son máquinas que tienen por finalidad aportar una energía a los fluidos compresibles, tales como el aire que es el fluido comprimido con mayor frecuencia pero también se comprimen el gas natural, el oxígeno, el nitrógeno, y otros gases de importancia industrial. Esto se realiza mediante un trabajo ejercido por el compresor que es transferido a la sustancia que pasa por él, convirtiéndose en energía de flujo, aumentando la presión y energía cinética del fluido. La energía necesaria para efectuar este trabajo la proporciona un motor eléctrico o de combustión interna.

El fluido en estado gaseoso comprimido tiene diferentes usos:

- Transmisión de potencia (generación eléctrica).
- Proporcionar aire para la combustión.
- Circulación neumática a través de un proceso.
- Operación de instrumentos.

## 2.2. Principio de funcionamiento de los compresores

La mayoría de los compresores se analizan usando la ley de los gases ideales y una suposición de que hay un calor específico constante. Esto es aceptable para los gases que no sean de hidrocarburos, para presiones aproximadas de hasta de 1000 psi man. a temperaturas normales. Casi todos los gases de hidrocarburos (gases reales), se desvían bastante de la ley de los gases ideales incluso a presiones medianas, en este caso se deberían usar las tablas de propiedades termodinámicas, las gráficas de Mollier, gráficas de compresibilidad o aplicar un factor de compresibilidad

- **La ley de los gases ideales**

Es la ecuación de estado del gas ideal, los gases reales que más se aproximan al comportamiento del gas ideal son los gases monoatómicos en condiciones de baja presión y alta temperatura. La ecuación de estado de un gas ideal es:

$$PV = mRT \quad (1.1)$$

Donde:

$P$  = Presión del gas ideal.

$V$  = Volumen del gas ideal.

$m$  = Masa del gas ideal.

$R$  = Constante universal de los gases ideales.

$T$  = Temperatura del gas ideal.

La primera ley de la termodinámica para un proceso de flujo estacionario es:

$$Q = (h_2 - h_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + w \quad (1.2)$$

Donde:

- Q = Calor del gas ideal.
- $h_1$  y  $h_2$  = Entalpías del gas en las condiciones 1 y 2
- $v_1$  y  $v_2$  = Volúmenes del gas en las condiciones 1 y 2
- g = Gravedad
- w = Trabajo realizado por el gas.

Si no se tiene en cuenta la energía cinética del gas y se supone que hay calor específico constante, entonces para un proceso adiabático la ecuación se convierte en:

$$W = cp(T_1 - T_2) \quad (1.3)$$

Donde:

- w = Trabajo realizado por el gas.
- Cp = Poder calorífico a presión constante.
- $T_1$  y  $T_2$  = Entalpías del gas en las condiciones 1 y 2

- **La ecuación de estado para gases reales**

Haciendo una corrección a la ecuación de estado de un gas ideal, es decir, tomando en cuenta las fuerzas intermoleculares y volúmenes intermoleculares finitos, se obtiene la ecuación para gases reales, también llamada ecuación de Van der Waals:

$$\left(P + \frac{a \cdot n^2}{V^2}\right) * (V - nb) = n * R * T \quad (1.4)$$

Donde:

P = Presión del gas ideal

V = Volumen del gas ideal

n = Moles de gas.

R = Constante universal de los gases ideales

T = Temperatura.

a y b son constantes determinadas por la naturaleza del gas con el fin de que haya la mayor congruencia posible entre la ecuación de los gases reales y el comportamiento observado experimentalmente.

- **Efecto de los gases reales**

Para tener en cuenta las desviaciones de la ley de gases ideales se introduce un factor de compresibilidad (Referencia [1] Págs. 1.2 - 1.3).

$$Z = \frac{PV}{RT} \quad (1.5)$$

El trabajo isoentrópico de compresión de un gas real es:

$$W = P_1 V_1 \frac{k}{1-k} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] * \frac{Z_1 + Z_2}{2 * Z_1} \quad (1.6)$$

Donde:

Z1 y Z2 = Compresibilidades del gas en la condiciones 1 y 2

P1 y P2 = Presiones del gas en la condiciones 1 y 2

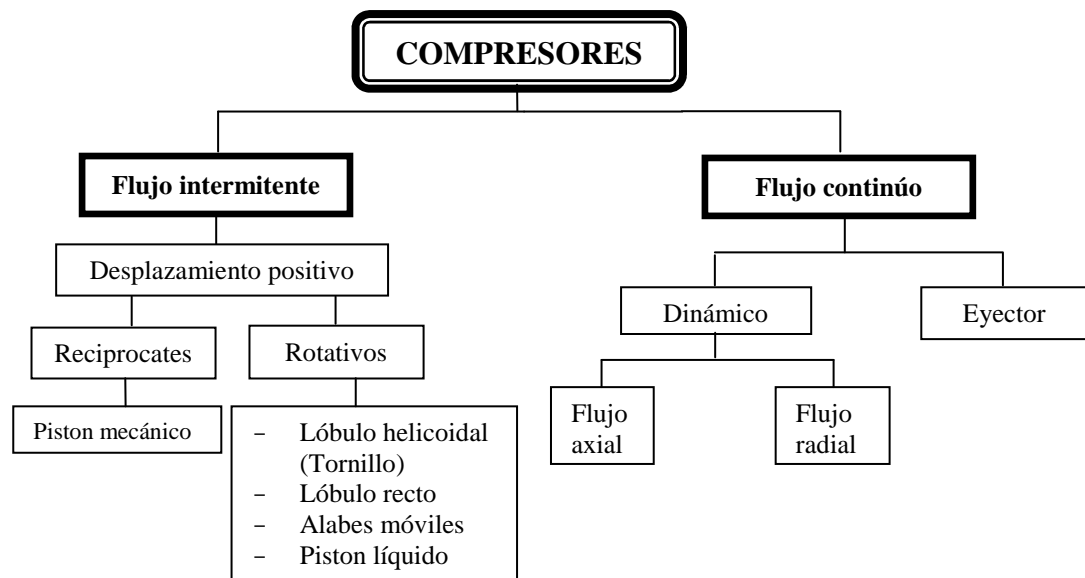
V1 = Volumen del gas en la condición 1

k = Relación de calores específicos.



### 2.3. Clasificación de los compresores

Los compresores tienen numerosas formas, la configuración exacta está basada en la aplicación. Los diferentes tipos de compresores pueden clasificarse en dos grupos basados en el modo de compresión y estos son:



**Figura .:** Cuadro de clasificación de los compresores. (Referencia [2] Pág. 2).

**Compresores de flujo intermitente**, son de un ciclo natural, en donde una cantidad específica de gas ingresa al compresor, es comprimida, y descargada, después el ciclo es repetitivo. El flujo es directamente proporcional a la velocidad del compresor, pero la relación de compresión es determinada por la presión en el interior del sistema que el compresor esta bombeando. Son también conocidos como compresores de desplazamiento positivo, de los cuales hay dos diferentes tipos, los reciprocantes y rotativos.

**Compresores de flujo continuo**, son en los cuales el gas es movido en el interior del compresor, es comprimido, movido a través del compresor y descargado sin

interrupción de flujo al cualquier punto en el proceso. La rata de flujo y la relación de presión varían en función de la velocidad del flujo, pero solo con un limitado rango. Estos compresores son centrífugos, existen dos principales tipos de compresores de flujo continuo; los dinámicos y eyectores.

Los compresores que se utiliza en el proceso de generación eléctrica a gas, son los reciprocantes y los de tornillo, a continuación se detallan cada uno de estos.

### **2.3.1. Compresores reciprocantes**

#### **2.3.1.1. Introducción**

Los compresores reciprocantes son máquinas de movimiento alternativo, estos pueden ser de acción sencilla (que comprimen el gas en un solo lado del pistón), para aplicaciones de potencias menores a 50 hp; los compresores mas grandes suelen ser de doble acción (emplea ambos lados del pistón para comprimir el gas) y son de etapas múltiples con interfriamiento.



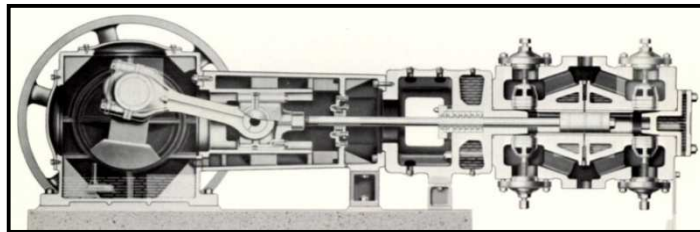
**Figura .:** Compresor reciprocante C 3121A, marca ARIEL JGJ/2 (dos etapas)

### 2.3.1.2. Clasificación de los compresores reciprocantes (Referencia [3])

Pág. C.alter.15-17)

- **Por el número de etapas son:**

**Compresores de una etapa**, se utilizan en aplicaciones en donde el caudal está limitado y en condiciones de servicio intermitente, ya que son compresores de pequeñas potencias. En estos compresores, la temperatura de salida del gas comprimido se sitúa alrededor de los 180°C con una posible variación de  $\pm 20^{\circ}\text{C}$ .



**Figura .:** Compresor recíprocante de doble acción y una etapa.<sup>1</sup>

**Compresores de dos etapas**, el gas se comprime en dos etapas; en la primera (de baja presión BP) se comprime hasta una presión intermedia y en la segunda (de alta presión AP). Estos compresores son los más empleados en la industria cubriendo sus caudales una extensa gama de necesidades. Pueden estar refrigerados por aire o por agua.



**Figura .:** Compresor de dos etapas.<sup>2</sup>

---

<sup>1 y 2</sup> Obtenidos de: Universal Compression, paper “Capacitación técnica”.

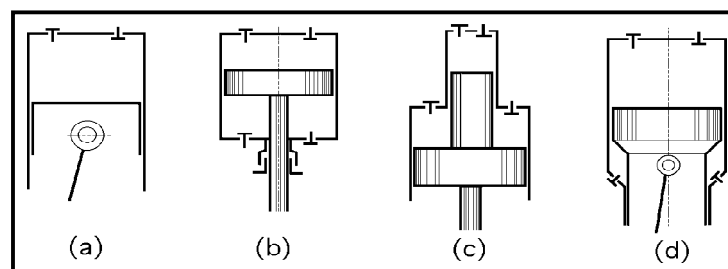
- **Por el modo de trabajar el pistón son:**

**De simple efecto,** estos trabajan sobre una sola cara que está dirigida hacia la cabeza del cilindro. La cantidad de fluido desplazado es igual a la carrera por la sección del pistón (Ver figura 2.5 a).

**De doble efecto,** tienen dos cámaras de compresión en el cilindro (Ver figura 2.5 b). El volumen engendrado es igual a dos veces el producto de la sección del pistón por la carrera. Hay que tener en cuenta el vástago, que ocupa un espacio obviamente no disponible para el fluido y en consecuencia los volúmenes creados por las dos caras del pistón no son iguales.

**De etapas múltiples,** un pistón es de etapas múltiples, si tiene elementos superpuestos de diámetros diferentes, que se desplazan en cilindros concéntricos (Ver figura 2.5 c). El pistón de mayor diámetro puede trabajar en simple o doble efecto, no así los otros pistones, que lo harán en simple efecto. Esta disposición es muy utilizada por los compresores de alta presión.

**De pistón diferencial,** es aquel que trabaja a doble efecto, pero con diámetros diferentes, para conseguir la compresión en dos etapas (Ver figura 2.5 d).



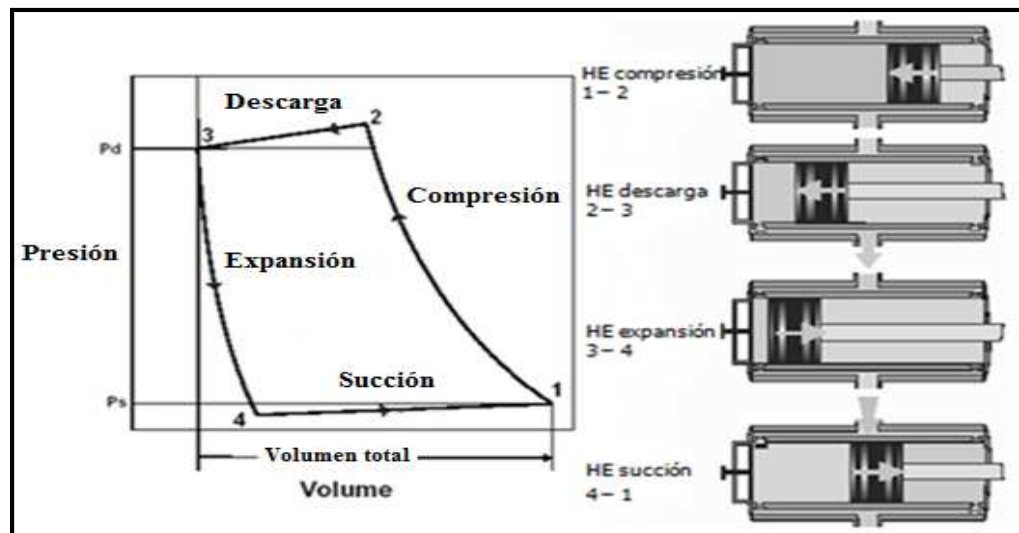
**Figura .:** Formas de trabajo del pistón. (Referencia [3] Pág. C.alter.17)

- **Por el número y disposición de los cilindros**

En los compresores a pistón, los fabricantes acostumbran a utilizar diversas formas de montaje, siendo las más frecuentes la disposición vertical, la horizontal, en V, L ó en ángulo a  $90^\circ$ , y de dos cilindros opuestos. Para compresores pequeños, la forma en V es la más empleada. Para compresores grandes de doble efecto, se recurre al formato en L, con el cilindro de baja presión vertical y el de alta presión horizontal.

### 2.3.1.3. Funcionamiento

El funcionamiento de los compresores reciprocantes se basa en un movimiento alternativo realizado por el conjunto biela-cruceta-pistón. Existen cuatro etapas durante el proceso que se dan en una vuelta del cigüeñal es decir en 360 grados.



**Figura .:** Principio funcionamiento del compresor (lado cabeza).

(Referencia [4] Pág. 33)

**Compresión,** durante este proceso el pistón se desplaza desde el punto inferior, comprimiendo el gas hasta que la presión reinante dentro del cilindro sea superior a la presión de la línea de descarga ( $P_d$ ). Las válvulas succión y descarga permanecen cerrada.

**Descarga,** luego de que la presión reinante dentro del cilindro sea superior a la presión de la línea de descarga ( $P_d$ ) que es antes de que llegue al punto muerto superior, la válvula de escape se abre y el gas es descargado, mientras que la de succión permanece cerrada.

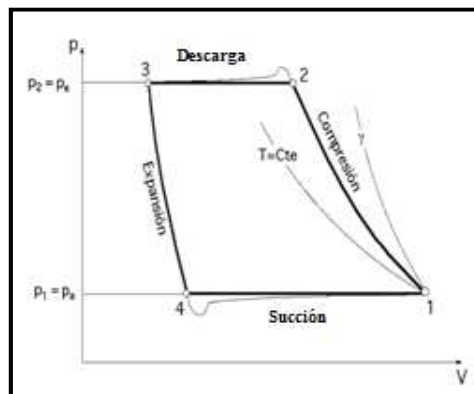
**Expansión,** durante este proceso el pistón se desplaza desde el punto muerto superior hasta que la válvula de succión se abra durante la carrera de retroceso o expansión, que será cuando la presión reinante en el interior del cilindro sea inferior a la presión del vapor de succión ( $P_s$ ).

**Succión,** luego de que la válvula de succión se abrió, que es un poco después del punto muerto superior, ingresa el fluido, y el pistón se desplaza hasta el punto muerto inferior, al final de la carrera de succión, la velocidad del pistón disminuye hasta cero, igualándose las presiones del exterior y del interior del cilindro (aunque por la velocidad del pistón no exista tiempo material a que éste equilibrio se establezca); la válvula de succión se cierra, la válvula de descarga permanece cerrada.

### 2.3.1.4. Ciclo termodinámico

- **Ciclo teórico**

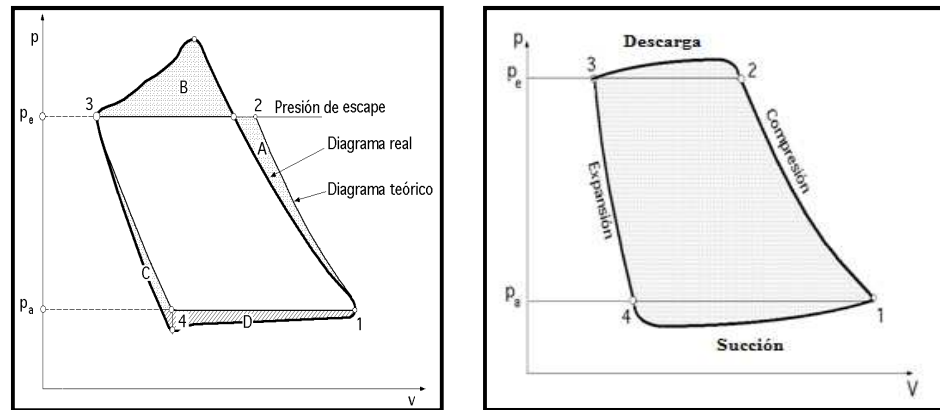
El ciclo teórico de trabajo de un compresor ideal se entiende fácilmente mediante el estudio de un compresor monofásico de pistón funcionando sin pérdidas y que el gas comprimido sea perfecto (Referencia [3] Pág. C. alter.1). Con esto se da por hecho que el pistón se mueve ajustado herméticamente al cilindro, e incluso se considera que el paso del fluido hacia y desde el cilindro tiene lugar sin resistencias en válvulas y conductos, es decir, sin cambio de presión.



**Figura .:** Diagrama de ciclo teórico, PSPS. (Referencia [3] Pág. C. alter.3)

- **Ciclo real**

En un ciclo teórico, el proceso de compresión puede realizarse adiabáticamente, otra forma de realizar la compresión sería isotérmicamente. En la realidad existen condiciones que modifican el diagrama, como pérdidas de carga en válvulas, retardos en apertura de válvulas, compresión y expansión no exactamente politrópicas (coeficiente politrópico variable  $N$ ).



**Figura .:** Diagrama de ciclo real, PNPV. (Referencia [3] Pág. C. alter.6-7.)

Las áreas A, B, C y D, que se pueden observar en la figura 2.8, que diferencian el ciclo real del ideal vienen motivadas por:

A) La refrigeración, permite una aproximación del ciclo a una transformación isotérmica.

Por falta de refrigeración, o por un calentamiento excesivo a causa de rozamientos, dicha área puede desaparecer.

B) El trabajo necesario para efectuar la descarga del cilindro.

C) El trabajo que el volumen perjudicial no devuelve al expandirse el gas residual, y que es absorbido en la compresión.

D) El trabajo perdido en el ciclo de aspiración. (Referencia [3] Pág. C. alter.7).

- **Compresión en etapas**

El grado de compresión es el cociente entre la presión absoluta de descarga  $p_2$  y la presión absoluta de succión  $p_1$ . Puede tener cualquier valor pero en la práctica, en compresores de una sola etapa no suele pasarse de relaciones de compresión de 3, 5, 4, ya que relaciones de compresión más altas necesitan un compresor voluminoso que encarece



el equipo. Además como toda compresión lleva consigo un aumento de temperatura de los gases que se procesan, existe el riesgo de que éstos salgan excesivamente calientes, lo que perjudicaría tanto el equipo mecánico como la lubricación de la máquina. Según sea el número de etapas (n), la relación de compresión en cada etapa es:

$$R_{compresión} = \sqrt[n]{\frac{P_{máx}}{P_{mín}}} \quad (1.7)$$

Donde:

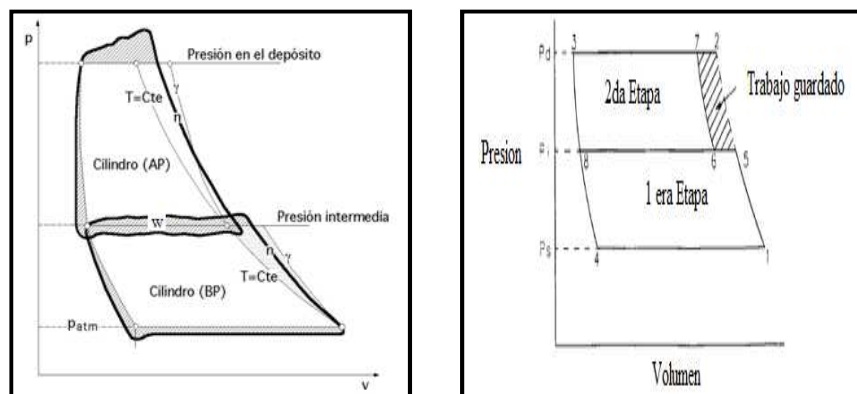
n = Numero de etapas.

P<sub>máx</sub> = Presión máxima del gas.

P<sub>mín</sub> = Presión mínima del gas.

### Diagrama de un compresor de dos etapas

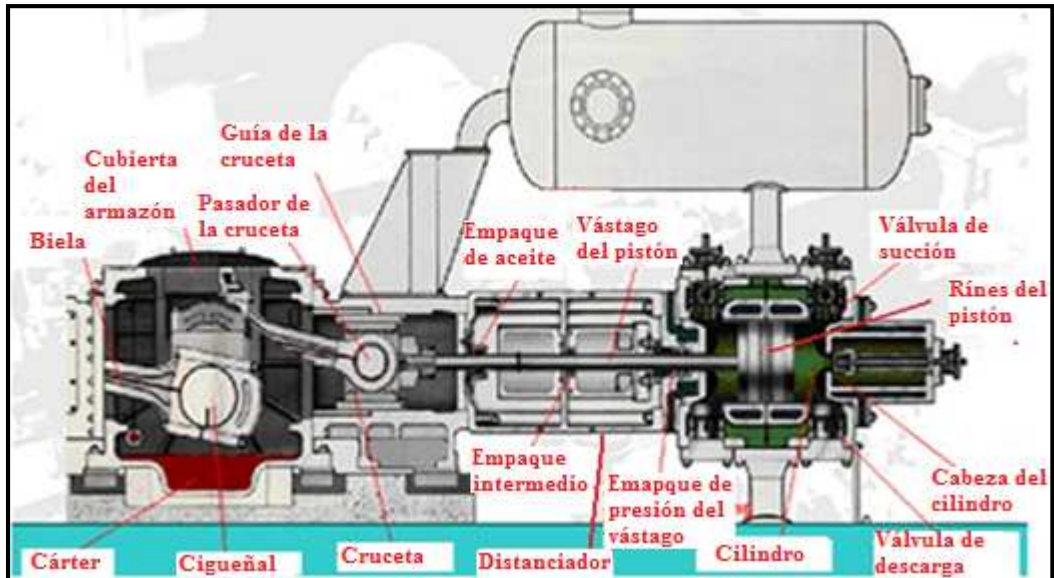
En los compresores de dos etapas existe un trabajo perdido, el área rayada W (Ver fig. 2.9), debido a que este se realiza dos veces sobre el fluido, en la expulsión del cilindro de baja presión y en la compresión del cilindro de alta presión (Referencia [3] Pág. C. alter.13).



**Figura .:** Diagrama de un compresor de dos etapas.

### 2.3.1.5. Elementos principales del compresor reciprocante

Los elementos principales del compresor reciprocante son:

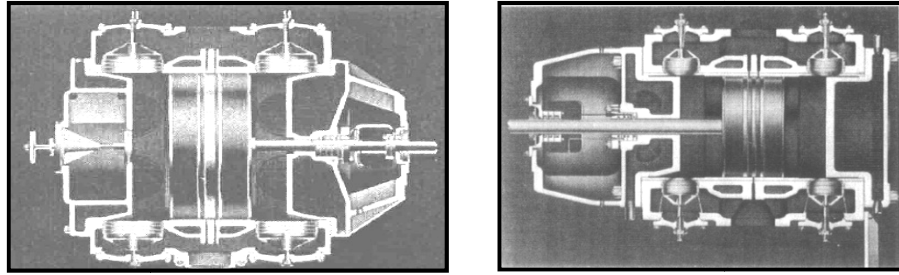


**Figura .:** Esquema de las partes de un compresor reciprocante.<sup>3</sup>

- **Cilindros**

Los cilindros para compresores usados en el proceso industrial son separables desde el armazón. Un requerimiento de API 618 es que los cilindros deben estar equipados con camisas reemplazables (Referencia [2] Pág. 67). El propósito de las camisas es proveer una superficie renovada. Esto salva el costo de un cilindro completo antes de que se perfora por desgaste o ralladuras. Los cilindros son fabricados de una selección de materiales para particulares presiones y gases. Generalmente estas son fabricadas de fundición de hierro (Referencia [4] Pág. 51).

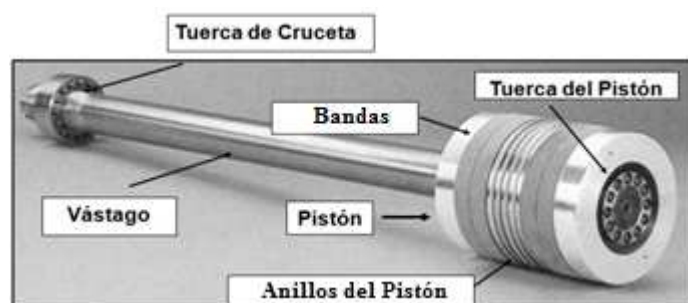
<sup>3</sup> Obtenido de: Universal Compression, paper “Capacitación técnica”.



**Figura .:** Cilindro de un compresor de doble efecto. (Referencia [4] Pág. 50).

- **Pistón**

El pistón es una de las partes más simples, pero tiene la principal función de todas las partes del compresor, que es trasladar la energía desde el cigüeñal hacia el gas que se encuentra en los cilindros.



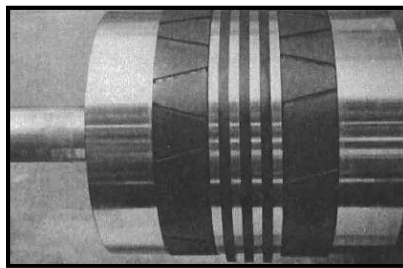
**Figura .:** Partes del pistón y vástago.<sup>4</sup>

El pistón posee rines de aceite y de presión. Este tipo de pistón es flotante. La designación y materiales usados para los pistones varían con la marca, el tipo, y la aplicación del compresor. Estos son designados acorde al diámetro del cilindro, presión de descarga, velocidad de rotación del compresor, capacidad del compresor y requerimiento de carga del pistón. En compresores de baja presión se utiliza pistones de aluminio y en los de alta presión son de fundición de hierro (Referencia [4] Pág. 58).

<sup>4</sup> Obtenido de Windrock Inc., Análisis de compresores y motores., [www.windrock.com](http://www.windrock.com)

- **Anillos del pistón**

En los compresores reciprocantes se emplean anillos de compresión, anillos de aceite y anillos montantes. Los anillos de compresión se utilizan en todos los casos, mientras que el empleo de los anillos de lubricación y de los montantes dependerá del tipo de compresor y su servicio.



**Figura .:** Pistón, con sus rines. (Referencia [2] Pág. 69).

En los compresores en que se manejan gases con componentes corrosivos se emplean anillos de pistón hechos con láminas de termofijos de cromo, níquel y con adición de bisulfuro de molibdeno para mejora la lubricación (Referencia [2] Pág. 68).

Con una presión diferencial de menos de  $300 \text{ lb/in}^2$  se emplean dos anillos de compresión y uno o dos de lubricación. Para una diferencia de  $300$  a  $600 \text{ lb/in}^2$  se emplean tres o cuatro anillos de compresión, de  $600$  a  $1500 \text{ lb/in}^2$  se usan cuatro o cinco, y para más de  $1500 \text{ lb/in}^2$  se emplean seis o más anillos.

- **Empaquetadura del vástago del pistón**

Los compresores que poseen pistones de doble acción, que son impulsados por medio de una cruceta al vástago del pistón, necesitan de un sellado en lado cigüeñal para

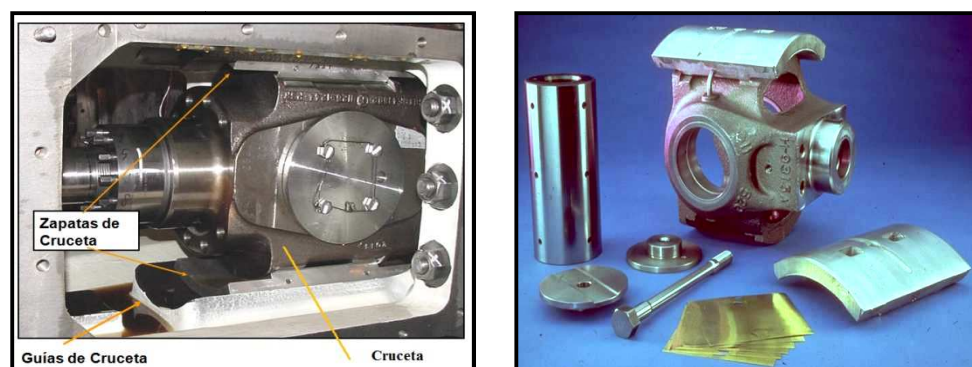
evitar fugas de presión del gas hacia el espaciador por eso se necesita una empaquetadura. En las empaquetaduras se emplean los mismos materiales que en los anillos de pistón. La empaquetadura metálica puede permitir un desgaste del vástago de 0.15% en el diámetro de la misma. El vástago debe estar endurecida a Rockwell C 40 y esmerilada.



**Figura .:** Empaquetadura del vástago del pistón (Packing de presión).

- **Cruceta**

La cruceta es un embolo rígido que transmite el empuje de la biela hacia el pistón. Esta se utiliza en compresores con pistones horizontales debido a que el peso del pistón provocaría un gran desgaste en la parte inferior de la camisa si se uniera directamente a la biela. Las crucetas se diseñan con perno flotante o con perno fijo. Este dispositivo es fabricado de aleaciones de acero, como el AISI 1037 y AISI 4140, como se observa en la figura 2.15. (Referencia [4] Pág.64).



**Figura .:** Partes de una cruceta.

- **Biela**

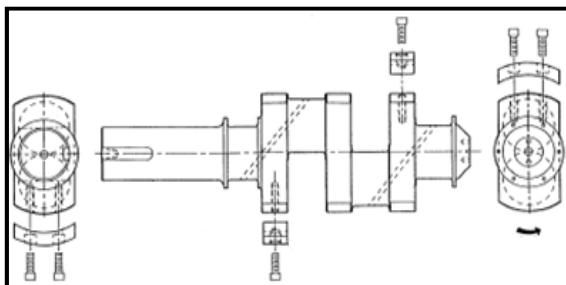
La biela esta sujeta al cigüeñal y a la cruceta, esta transmite el movimiento alternativo desde el cigüeñal al pistón. La biela es normalmente construida de aleaciones de acero y debe tener una dura y pulida superficie particularme donde está en contacto con la empaquetadura en los cilindros de doble acción (Referencia [4] Pág. 47).



**Figura .:** Esquema de la biela y sus cojinetes.

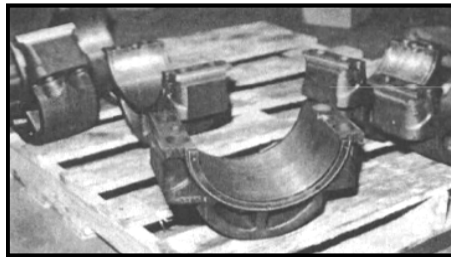
- **Cigüeñal y cojinetes**

Los compresores grandes, normalmente sobre 150 a 200 hp, tienen cigüeñales de acero forjado, también son construidos de aleaciones de acero como AISI-1020 y AISI-1045 (Referencia [4] Pág. 47). Los cigüeñales suelen tener contrapesos removibles para compensar el desbalanceo en la rotación.



**Figura .:** Esquema del cigüeñal.

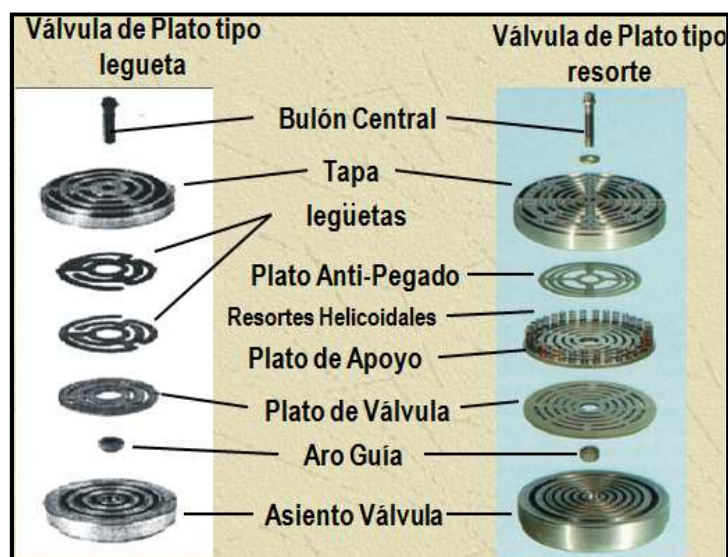
Los cojinetes son elementos mecánicos que evitan el desgaste de las partes móviles de los compresores como en la biela y el cigüeñal. Son fabricados de la aleación llamada babbit (aleación Sn -Cu con Pb) (Referencia [4] Pág. 47).



**Figura .:** Cojinetes antifricción.

- **Válvulas**

En general para el servicio de aire y baja presión a gas se emplean las válvulas de placa y de tipo lengüeta. La válvula de placa tipo resorte se emplea en operaciones de alta presión que funcionan con gas.



**Figura .:** Válvula de placa tipo lengüeta y resorte.<sup>5</sup>

<sup>5</sup> Obtenido de Windrock Inc., Análisis de compresores y motores., [www.windrock.com](http://www.windrock.com)



La altura de elevación de las válvulas varía desde 0.035 in, para alta presión y operaciones de alta velocidad, hasta 0.180 in para baja presión y baja velocidad; y suele ser de 0.001 para uso generales. Los muelles o resortes se usan para reducir las cargas de impacto; el espesor, altura de elevación y carga de los muelles se selecciona al tanteo. Otros tipos de válvulas utilizados en los compresores a gas son: (Referencia [1] Págs. 20.19-20.20).

- Elemento rectangular
- Ring concéntrico
- Placa lumbrera
- Cabezal

### **2.3.2. Compresores de tornillo**

#### **2.3.2.1. Características**

Los compresores de tornillo son de lóbulos helicoidales, estos compresores son de desplazamiento positivo que operan sin la necesidad de válvulas de succión y descarga. Este tiene la capacidad de variar el volumen de succión intermitentemente mientras reduce parte del poder de carga consumido.

Los tornillos provén de un rango de operación mucho más amplio y bajos costos de mantenimiento que los convencionales compresores reciprocantes. Este tipo de máquinas son mucho más pequeñas y producen bajos niveles de vibración que las máquinas de pistón. Se reduce el mantenimiento porque estos compresores no poseen válvulas, pistones, rings, o bielas que requieren un mantenimiento regular. Por tanto,



puede trabajar a altas velocidades de eje y combinar un gran caudal con unas dimensiones exteriores reducidas. Estos compresores son utilizados en aéreas donde la rata de flujo y condiciones de operación no son constantes.



**Figura .:** Compresor de tornillo C 2067B, marca Cardner Denver SSY G99.

Debido a que no poseen válvulas, la relación de compresión es fundamental, y es la comparación del volumen de gas atrapado en la succión con el volumen de gas remanente atrapado en la cámara de compresión cuando se produce la descarga. Los compresores de tornillo pueden operar aproximadamente con una relación de compresión de 2 a 20 en una etapa simple mientras que mantienen una alta eficiencia volumétrica.

### **Aplicación**

Los compresores de tornillo están designados para aplicaciones de bajas presiones con un rango de presión superior a 100 psig en la succión y en la descarga 350 psig, estos rangos de presiones son típicos para la mayoría de procesos en donde se usen una variedad de aire, en procesos de gas, refrigeración y aplicaciones de gas natural con gases livianos

que poseen una gravedad específica de 0.57 a 0.65 y muy pesados con gravedades específicas que exceden de 0.65.

### 2.3.2.2. Clasificación

Los compresores de tornillos pueden ser:

- **De tornillo simple**

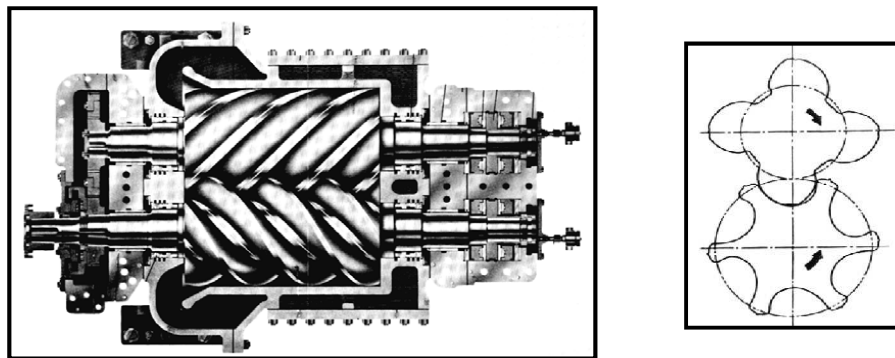
El principio de operación del compresor de un solo tornillo se puede apreciar en la figura 2.21, en donde el proceso de llenado y de compresión está en función del rotor principal, hay seis compresiones por cada revolución del rotor principal para cada diente de la rueda de estrella. Las compresiones para cada diente de rueda de estrella están casi en fase por lo cual el efecto bruto hasta llegar a la tubería de descarga, es de seis descargas por revolución del rotor principal. La eficiencia adiabática del compresor de un solo tornillo es 2 a 5% más baja que la de uno de doble tornillo de tamaño comparable.



**Figura .:** Compresor de simple tornillo (Referencia [2] Pág. 115).

- **De tornillo doble**

Son compresores rotativos inundados en aceite. En la figura 2.22 se presenta un corte seccional de un compresor de este tipo. El ciclo completo de llenado y compresión ocurre aproximadamente por encima de  $750^\circ$  de rotación del rotor principal. Hay cuatro ciclos por revolución del rotor principal.



**Figura .:** Compresor de doble tornillo (Referencia [2] Pág. 117).

Los compresores de doble tornillo de lubricación han operado exitosamente con aceites a base de petróleo, fluidos para transmisión automática, diésteres sintéticos, polialfaefinas, hidrocarburos sintetizados y poliglicoles. La tendencia es usar lubricantes sintéticos. La pérdida de capacidad por altitud de un compresor de doble tornillo de lubricación es muy pequeña en comparación con un compresor reciprocante.

Los compresores de doble tornillo pueden ser de:

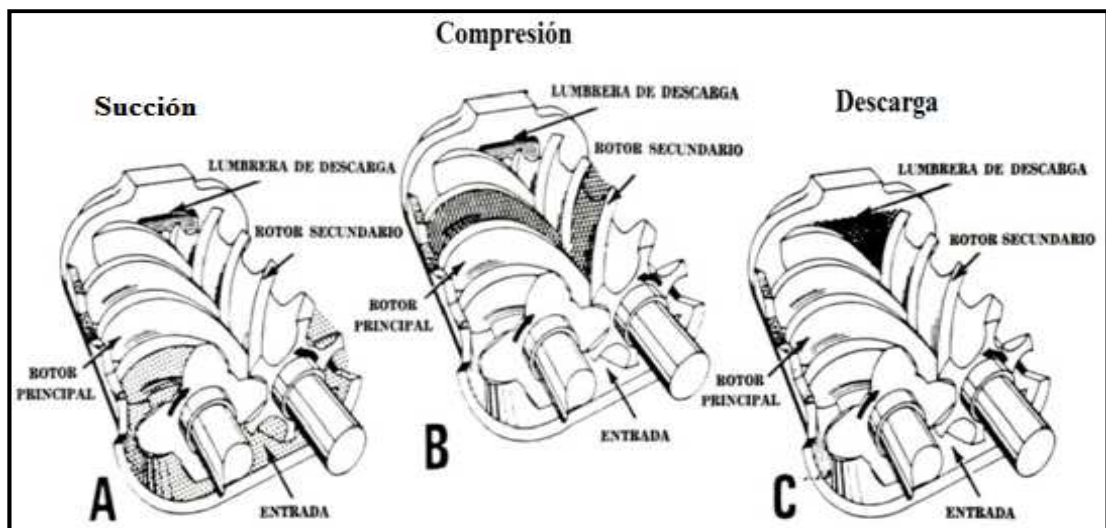
- **Compresión seca**, sin suministro de aceite en la cavidad de trabajo, es decir los tornillo operan en seco. Este tipo de compresores requieren lubricación de sus engranajes, cojinetes o rodamientos.

- **Compresión con superficies de trabajo lubricadas**, en los compresores de tornillo húmedos los engranajes y tornillos son lubricados por el aceite que actúa también como sello. Típicamente tienen filtros coalescentes para eliminar el aceite del aire o gas comprimido [5].

Los tornillos normalmente operan en el régimen de lubricación límite y mixta mientras los engranajes trabajan con lubricación hidrodinámica.

### 2.3.2.3. Funcionamiento del compresor de doble tornillo.

El rotor motriz de lóbulos suele ser movido por un motor eléctrico o de combustión interna y es el que imprime movimiento al otro mediante engrane. Las velocidades de rotación suelen no ser menores de 2000 R.P.M. ni mayores de 12000 R.P.M.



**Figura .:** Ciclo de funcionamiento de los compresores de tornillo

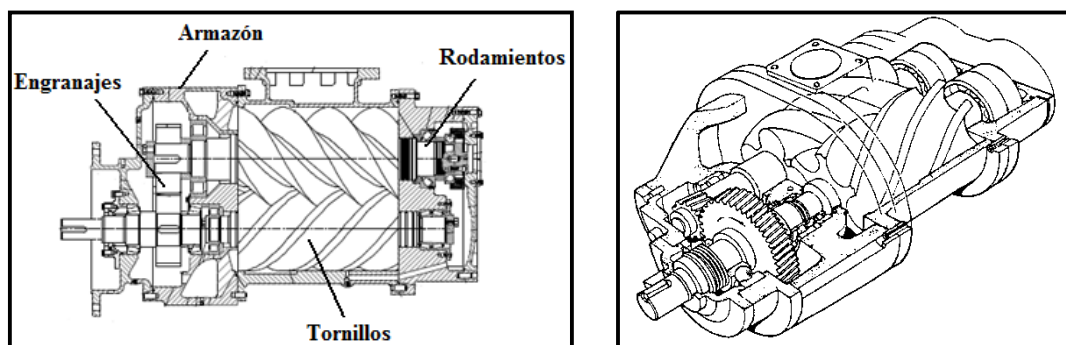
(Referencia [6] Pág. 1)

Durante el proceso de succión el gas ingresa al interior de la carcasa por uno de los extremos de los tornillos a través de la lumbrera de succión, luego en la compresión el fluido es atrapado en el espacio entre dos filetes consecutivos y la envolvente, donde el contenido de gas, reduce su volumen al llegar a la pared posterior de la cámara, antes de descubrirse la lumbrera de descarga. Finalmente el gas es trasladado hasta la boca de salida, en el otro extremo de los tornillos donde se produce la descarga por medio de la lumbrera de descarga [7].

#### 2.3.2.4. Elementos principales

Un compresor de tornillo es mucho más sencillo que un compresor reciprocante, el cual consta de dos rotores helicoidales de ejes paralelos, engranados entre sí girando dentro de una carcasa o envolvente mediante una transmisión por engranajes.

En los rotores de tornillo, uno de estos tienen una forma lobular redondeada y el otro tornillo posee entrantes, produciéndose un acople entre los dos. Los rotores helicoidales son fabricados de acero al carbón cuando el fluido de trabajo es aire, mientras que cuando se trata de gas se utiliza el acero con aleaciones de níquel para poder soportar efectos de oxidación (Referencia [2] Pág. 125).



**Figura .:** Partes de un compresor de tornillo (Referencia [6] Pág. 45).

## **CAPÍTULO III**

### **3. MANTENIMIENTO BASADO EN CONDICIÓN (CBM)**

#### **3.1. Generalidades del mantenimiento**

##### **Mantenimiento**

Hoy en día se define al mantenimiento como la función empresarial que permite asegurar, que todo activo físico continúe desempeñando las funciones para las cuales fueron creados de manera confiable y eficiente. Por medio de sus actividades de control, reparación y revisión.

##### **Objetivo**

- Reducir las interrupciones imprevistas, con lo que se reducen los costos por mantenimiento.
- Aumentar y asegurar la disponibilidad, confiabilidad y vida útil del equipo
- Mejorar las condiciones de seguridad tanto del equipo como del personal.
- Conservar el medio ambiente.

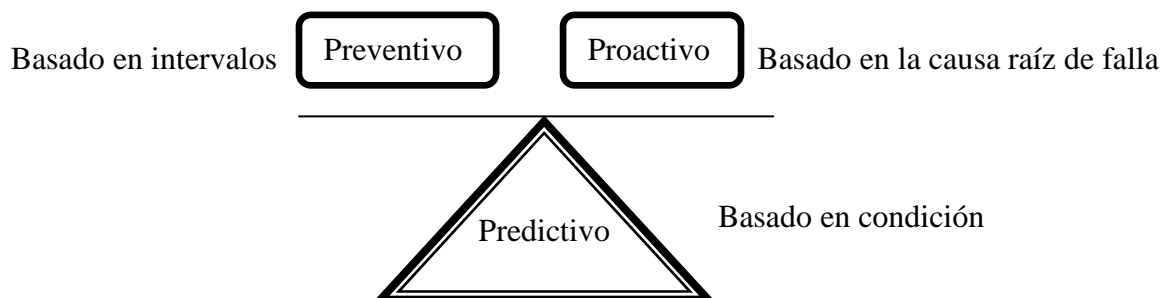
## **Tipos de mantenimiento**

Existen básicamente cuatro tipos de mantenimiento. Estas prácticas varían drásticamente una de otra y deben entenderse bien para poder apreciar las capacidades de un programa de mantenimiento predictivo.

- Mantenimiento correctivo
- Mantenimiento preventivo o programado
- Mantenimiento predictivo
- Mantenimiento proactivo

## **Estrategia de mantenimiento**

La información de condición dada por el mantenimiento predictivo es la llave integradora para balancear las prácticas de mantenimiento preventivo y proactivo.



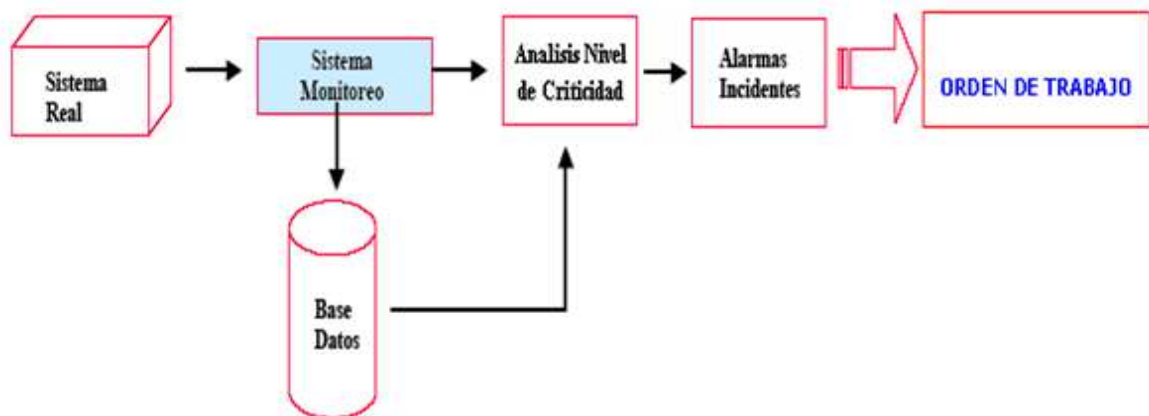
**Figura .:** Esquema de la estrategia de mantenimiento

### 3.2. Mantenimiento predictivo

#### Generalidades

Los programas de mantenimiento predictivo han sido utilizados por la mayoría de las compañías que usan grandes motores de gas y diesel, compresores y generadores en sus operaciones por los últimos 35 a 45 años.

El monitoreo de condición es la medición de una variable fija que se considera representativa de la condición del equipo y su comparación con valores que indiquen si el equipo está en buen estado o deteriorado.



**Figura .:** Esquema del funcionamiento del CBM.

#### Acciones del mantenimiento predictivo

- Monitorear
- Diagnosticar
- Pronosticar

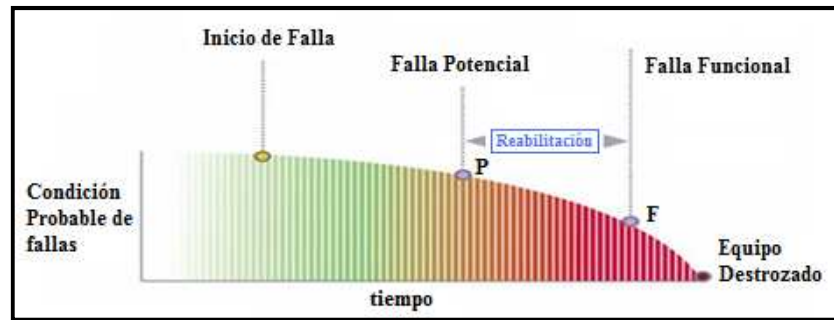


### **3.3. Objetivos del mantenimiento basado en condición (CBM)**

El principal objetivo de este tipo de mantenimiento es obtener el máximo producto por el mínimo de costo (utilidad), y es la práctica de monitorear periódicamente la máquina y establecer tendencias de la condición mecánica y rendimiento de la misma, mediante la predicción de si un elemento va a fallar o posiblemente cuando va a fallar.

Los resultados que se quieren obtener mediante el CBM son:

- Basándose en la criticidad de los equipos establecer frecuencias óptimas de monitoreo en los equipos rotativos y alternativos considerados críticos.
- Aplicar las tecnologías predictivas necesarias para evaluar la condición de los equipos y evitar las consecuencias de los modos de falla.
- Evitar intervenciones innecesarias en los equipos rotativos y alternativos críticos mediante un correcto diagnóstico de la condición del equipo.
- El ahorro que significaría intervenir un equipo si los trabajos fuesen realizados en función del análisis de condición del equipo y no por tiempos cumplidos.
- Intervenciones más económicas mediante la detección del el fallo, evitando que la máquina funcione hasta la rotura.
- Averías reparadas más rápidamente mediante el conocimiento oportuno de cuál es el elemento defectuoso antes de abrir la máquina.
- Control de calidad del trabajo realizado luego de efectuado un mantenimiento.
- Establecer los niveles de alarma apropiados para equipos que sean evaluados como críticos usando las normas ISO 10186, ISO 10816-6 y API 610.



**Figura .:** Gráfica de condición probable de falla con respecto al tiempo.<sup>6</sup>

### 3.4. Ventajas y desventajas del mantenimiento predictivo

#### Ventajas del mantenimiento predictivo

- La ventaja más importante del mantenimiento predictivo en un equipo industrial mecánico es un grado de preparación más alto de la planta, debido a una confiabilidad más alta del equipo.
- El establecer una tendencia sobre las fallas que se empiezan a desarrollar se puede hacer con precisión y las operaciones de mantenimiento se pueden planificar de tal manera que coincidan con paros programados de la planta. Muchas industrias reportan incrementos de productividad del 2% al 10% debido a prácticas de mantenimiento predictivo.
- Reducción de los gastos para refacciones y mano de obra. La reparación de una máquina con una falla en servicio costará diez veces lo que cuesta una reparación anticipada y programada. Con lo que se aprovecha racionalmente el recurso de los elementos.
- Garantiza la seguridad del equipo, personal y del medio ambiente.
- Aumenta la eficiencia de los equipos.

<sup>6</sup> Obtenido de: Murray John; Reliability centred maintenance.

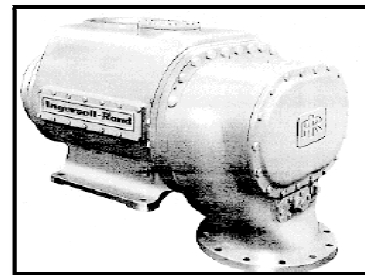
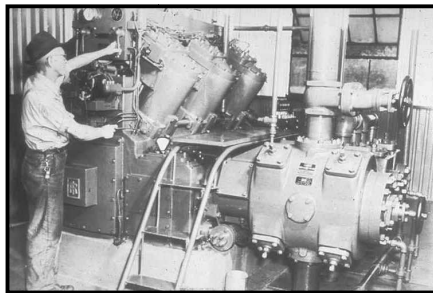
### **Desventajas del mantenimiento predictivo**

- Necesita de una gran inversión.
- Es necesario personal calificado.

### **3.5. Requerimientos de un programa de mantenimiento predictivo**

#### **3.5.1. Maquinaria**

La maquinaria que se va realizar el mantenimiento preventivo que en este caso son los compresores recíprocos y rotativos.



**Figura .:** Compresor recíproco y de tornillo.<sup>7</sup>

#### **3.5.2. El analista**

Es el componente más importante para un programa de mantenimiento exitoso. La mayor parte de la interpretación de los datos y el análisis se realiza en la mente humana, por lo tanto el analista es el componente que convierte datos en información. Algunas características clave incluyen:

---

<sup>7</sup> Obtenido de Windrock Inc., Análisis de compresores y motores., [www.windrock.com](http://www.windrock.com)

- Conocimiento de mecánica, electrónica, compresores, operaciones.
- Habilidades de liderazgo y enseñanza.
- Seguro en sus decisiones.
- Saber cómo utilizar la “herramienta”.
- Saber la diferencia entre datos buenos y malos.
- Tratar con hechos, no con supuestos.
- Colectar y utilizar todos los hechos.
- Nunca saltar a las conclusiones.
- Actitud objetiva y buena voluntad para aprender nuevas ideas, procedimientos y teorías.
- Habilidad para comunicarse y ganarse la confianza de compañeros y miembros del equipo.

### **3.5.3. El equipo analizador**

El mantenimiento predictivo es una filosofía de mantenimiento basado en la condición del equipo y esto se lo realiza mediante la medición de señales que pueden ser por alta vibración y ruido, incremento de la temperatura, o un cambio en la composición o consistencia de lubricantes de la máquina, etc.

En la actualidad se está realizando las siguientes técnicas de CBM:

- Vibraciones en equipos rotativos y reciprocante.
- Análisis dinámico de equipo reciprocante, mediante presión, vibración, ultrasonido.
- Análisis de aceites y partículas desgaste.
- Medición de caudal con medidor ultrasónico.

- Mediciones de espesores mediante la técnica de ultrasonido.
- Termografía.
- Alineación equipos rotativos.
- Balanceo mecánico de motores eléctricos.
- Inspecciones visuales y medición de parámetros de operación de un equipo, tales como: presión, temperatura, vibración, espesor.

### **3.6. Técnicas de monitoreo de CBM para los compresores a gas.**

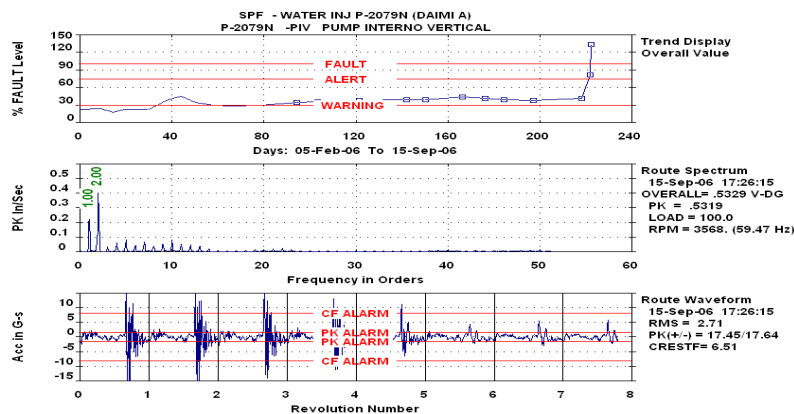
- Monitoreo de vibraciones de maquinaria rotativa mediante el analizador de vibraciones CSI 2130 con funciones de alineación y balanceo.
- Monitoreo de dinámico de maquinaria reciprocante mediante el analizador de equipos alternativos Windrock 6310 PA.
- Análisis de lubricante mediante la técnica SACODE.
- Inspección visual y medición de datos de operación.

#### **3.6.1. Monitoreo de vibraciones de maquinaria rotativa.**

##### **3.6.1.1. Generalidades**

De todos los parámetros que pueden ser medidos en la industria hoy en día, el único que contiene la mayor información, es el parámetro de la vibración. El análisis de vibración es una de las técnicas más utilizadas en el diagnóstico de las maquinarias rotativas, pero también se lo utiliza en maquinaria reciprocante. El monitoreo de vibración pasa por una adecuada selección de los sensores de lectura de la señal y de los puntos de

implantación de estas medidas. Nuevas generaciones de equipos electrónicos combinados con la tecnología de la información, estos equipos disponen de amplían memoria, procesadores de alta velocidad, alta calidad de gráficos, transmisión remota de datos, equipos con avanzado software basado en el conocimiento de la mecánica, dinámica de fluidos y termodinámica proporcionan la capacidad de extraer información muy valiosa.



**Figura .:** Monitoreo de vibraciones en un equipo rotativo (motor eléctrico). (Referencia [8] Pág. 32).

La posibilidad de presentar la vibración en diferentes formatos interrelacionados permite evaluaciones del comportamiento dinámico de la máquina, mediante los cuales permite detectar su estado de vida, dando un temprano aviso de las anomalías de su funcionamiento y permitiendo por lo tanto determinar las causa de defecto correspondiente.

## Vibración

Vibración es el movimiento oscilatorio de pequeña amplitud de un cuerpo respecto a su posición de referencia o de equilibrio y es causado por una fuerza mecánica no deseada (Referencia [8] Pág. 11).

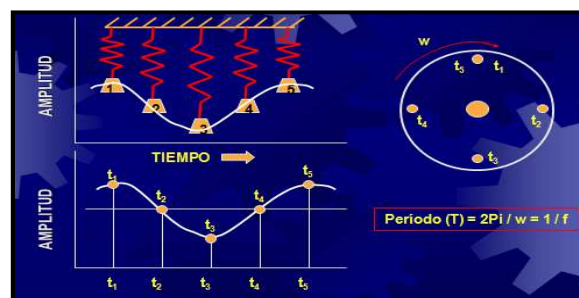
Todos los cuerpos presentan una señal de vibración en la cual plasma cada una de sus características. De acuerdo a esto, las máquinas presentan su propia señal de vibración y en ella se encuentra la información de cada uno de sus componentes. Los problemas que típicamente pueden ser detectados y corregidos con un eficiente programa de análisis de vibración son:

- Desalineamiento y desbalance
- Resonancia
- Solturas mecánicas
- Rodamientos dañados
- Problemas en bombas y bandas
- Anormalidades en engranes
- Problemas eléctricos asociados con motores.

### 3.6.1.2. Tipos de vibraciones

- **Vibración simple o libre**

Es un sistema de un grado de libertad que se usará para definir los parámetros básicos que caracterizan la vibración.

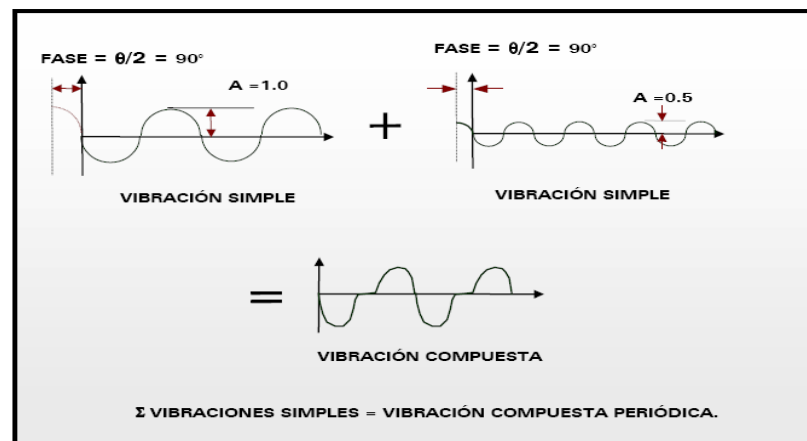


**Figura .:** Oscilación simple de un cuerpo. (Referencia [8] Pág. 12).

Si se separa la masa de su posición de equilibrio, oscilará libremente según un movimiento periódico simple. La base principal de las señales de vibración en el dominio del tiempo son las ondas sinusoidales.

- **Vibración compuesta**

Una señal compuesta es una sumatoria de varias señales sinusoidales que comprenden cada uno de los componentes que se encuentran en la máquina, más todos los golpeteos y vibraciones aleatorias (Referencia [9] Pág. 11). El resultado es una señal como la ilustrada en la figura siguiente.



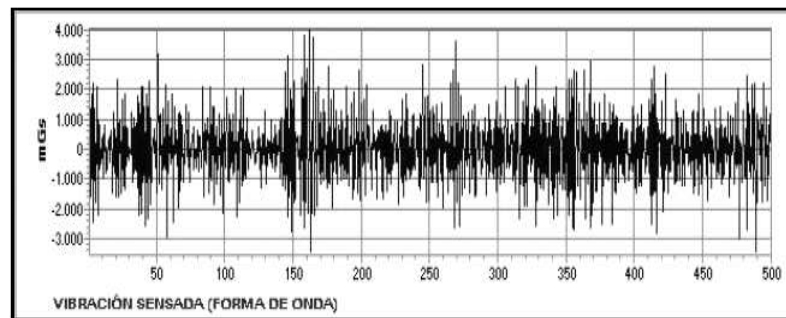
**Figura .:** Oscilación compuesta. (Referencia [9] Pág. 12).

- **Vibración forzada**

Dentro de las vibraciones forzadas se tiene la vibración aleatoria y los golpeteos intermitentes.

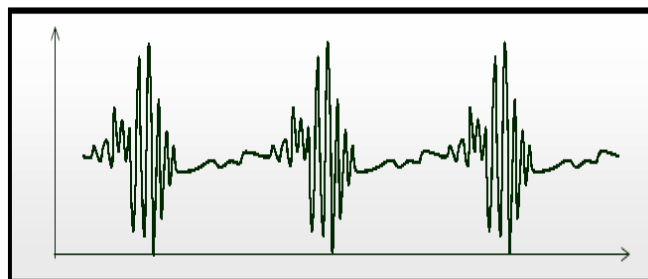


**La vibración aleatoria**, no cumple con patrones especiales que se repiten constantemente o es demasiado difícil detectar donde comienza un ciclo y donde termina. Estas vibraciones están asociadas generalmente turbulencia en bombas, problemas de lubricación y contacto metal-metal en elementos rodantes o a cavitación en bombas. Este tipo de patrones son mejor interpretarlos en el espectro y no en la onda en el tiempo.



**Figura .:** Oscilación aleatoria. (Referencia [9] Pág.13).

**Los golpeteos intermitentes**, están asociados a golpes continuos que crean una señal repetitiva. Estas se encuentran más comúnmente en los engranajes, en el paso de las aspas de un impulsor o ventilador, etc. Este tipo de señales tiende a morir debido a la amortiguación del medio.

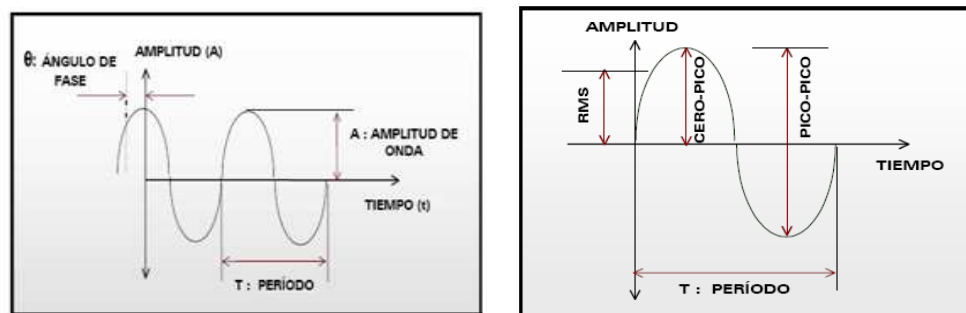


**Figura .:** Oscilación por golpeteos. (Referencia [9] Pág. 13).

### 3.6.1.3. Parámetros de análisis de vibraciones

- **Amplitud**

Desde el punto de vista de las vibraciones, es cuanta cantidad de movimiento que puede tener una masa desde una posición neutral.



**Figura .:** Gráficas de señales sinusoidales (amplitud). (Referencia [9] Pág. 11).

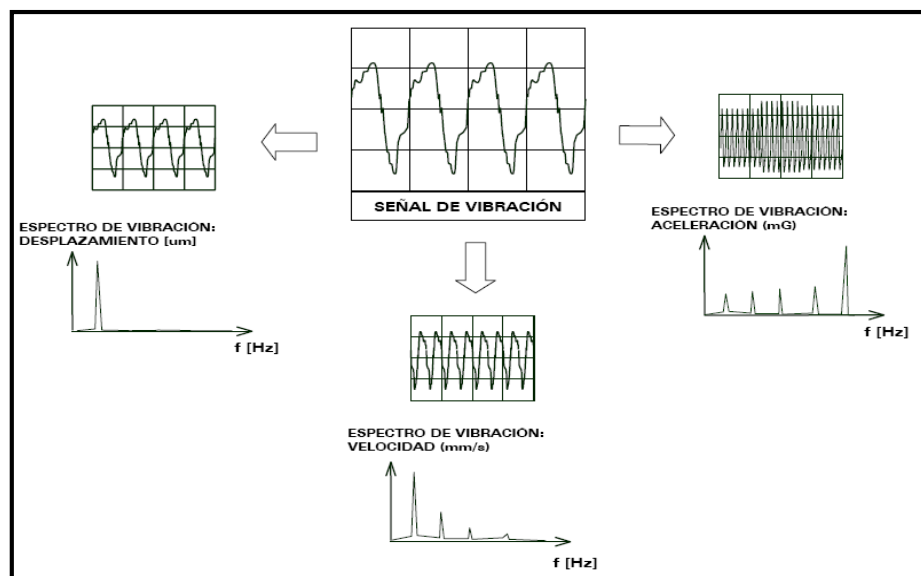
- **Desplazamiento, velocidad y aceleración de vibración**

Existen varias variables para medir la amplitud de vibración. Para vibraciones mecánicas lo más común es medirlas en unidades de desplazamiento, velocidad y aceleración.

**Desplazamiento:** es el cambio de posición relativa de un cuerpo rotante desde la posición final en relación a la inicial. Cuando se mide desplazamiento nos interesa la medida pico-pico, las unidades son milímetros (mm) y micras ( $\mu\text{m}$ ) en S.I., mils en el Sistema inglés. Es importante para reconocer patrones que están a muy baja frecuencia. Los picos de vibración que están al comienzo del espectro son mejor resaltados. Esta es una medida especial para hallar anomalías en chumaceras de aceite, muy utilizadas en turbomaquinaria.

**Velocidad:** es el cambio en amplitud con respecto al tiempo, es decir, es la velocidad en la cual sucede el desplazamiento de la vibración. La medida en velocidad (mm/s en sistema internacional, in/s en sistema inglés) permite reconocer la mayoría de los patrones de fallas primarias y de otros componentes cuando están en un estado evidente, como por ejemplo desbalanceo, desalineación, holgura mecánica, fricciones abrasivas, resonancias, pulsaciones, engranajes de pocos dientes, sistema de poleas, aspas de bombas y ventiladores. Esta variable de velocidad es importante para resaltar picos de bajas y medias frecuencias.

**Aceleración:** es el cambio de velocidad en un período de tiempo dado. Da la rapidez de cambio de la velocidad desde 0 al pico y es usualmente medida en G's ( $1G's=9,8m/seg^2$ ). Permite reconocer patrones asociados a contactos metal-metal y fricciones abrasivas, problemas en engranajes, cavitación, entre otros. Esta variable resalta picos de vibración de medias y altas frecuencias (peak veu), y es muy utilizada para la detección prematura de fallas en chumaceras y rodamientos, y otros componentes como engranajes. A continuación se presenta un esquema de una señal vista en las tres variables:



**Figura .:** Esquema de medición de amplitud en los espectros. (Referencia [9] Pág. 37).

- **Frecuencia**

Es el número de ciclos que ocurren en la unidad de tiempo, las unidades comunes son: Hz, CPM y Orden. Existen dos tipos de vibraciones en función de la frecuencia que se utilizan para realizar el análisis.

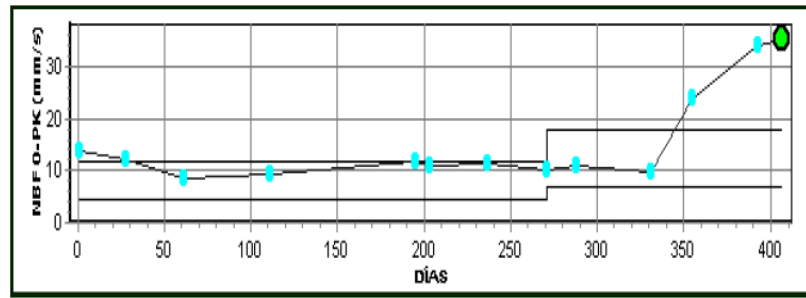
**Vibración de alta frecuencia**, se da a una frecuencia de 0 a valores mayores de 1000 Hz.

**Vibración de baja frecuencia**, generalmente se dan a una frecuencia de entre 0 a 1000 Hz.

- **Niveles de tendencia**

La tendencia es la representación gráfica de alguna variable respecto al tiempo. Para nuestro caso, la variable es el nivel general de vibración de los puntos de una máquina (Variable global). En esta gráfica de tendencia se puede observar la pendiente de los puntos a través de su historia. Siempre y cuando la pendiente sea suave, la tendencia permanecerá estable. Pero si llega a presentarse un crecimiento grande, acercándose a una elevación exponencial, en la mayoría de casos es porque se acerca una falla física de la máquina.

La figura 3.12 presenta la tendencia de vibración en un soplador. Hasta la medición del día 330 la tendencia es estable, sin embargo a partir de esta medición los niveles de vibración se incrementan abruptamente. A través del monitoreo de vibraciones se pudo predecir el mal estado de un rodamiento en la polea conducida del soplador, lo cual podría haber producido un paro súbito de la máquina.



**Figura .:** Tendencia de vibración en un soplador. (Referencia [9] Pág. 41).

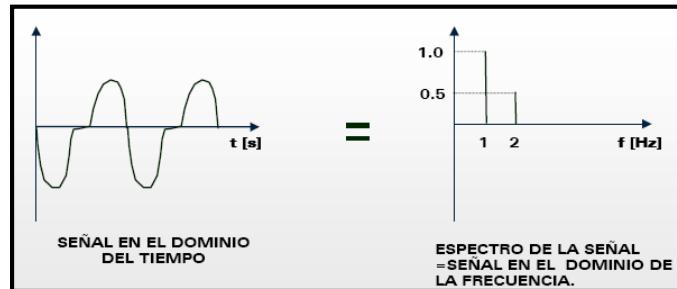
- **Espectro**

Hasta ahora sólo hemos visto vibraciones en el dominio del tiempo, que son señales directas de la máquina. Como ya se dijo antes, en estas señales se encuentra plasmada toda la información acerca del comportamiento de cada componente de la máquina. Pero hay un problema a la hora de realizar un diagnóstico: estas señales están cargadas de mucha información en forma muy compleja, la cual comprende las señales características de cada componente de la máquina, por lo cual prácticamente queda imposible distinguir a simple vista sus comportamientos característicos.

Existen otras formas para realizar un estudio de vibraciones, entre las cuales se encuentra mirar esta señal en el dominio de la frecuencia. Esta es la gráfica de amplitud vs frecuencia y es conocida con el nombre de espectro. Esta es la mejor herramienta que se tiene actualmente para el análisis de maquinaria.

Fue precisamente el matemático francés Jean Baptiste Fourier (1768 – 1830) quien encontró la forma de representar una señal compleja en el dominio del tiempo por medio de series de curvas sinusoidales con valores de amplitud y frecuencia específicos (Referencia [9] Pág. 14). Entonces lo que hace un analizador de espectros que trabaja con

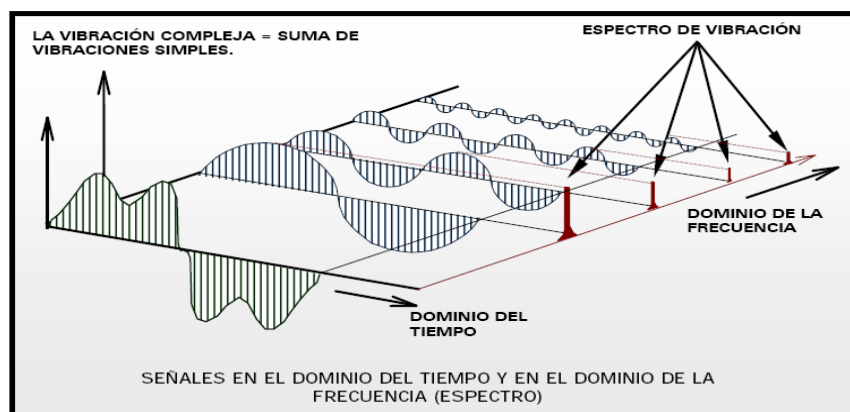
la transformada rápida de Fourier es capturar una señal desde una máquina, luego calcula todas las series de señales sinusoidales que contiene la señal compleja y por último las muestra en forma individual en el eje X de la frecuencia.



**Figura .:** Señal en el dominio tiempo y su correspondiente en el dominio frecuencia.

(Referencia [9] Pág. 15).

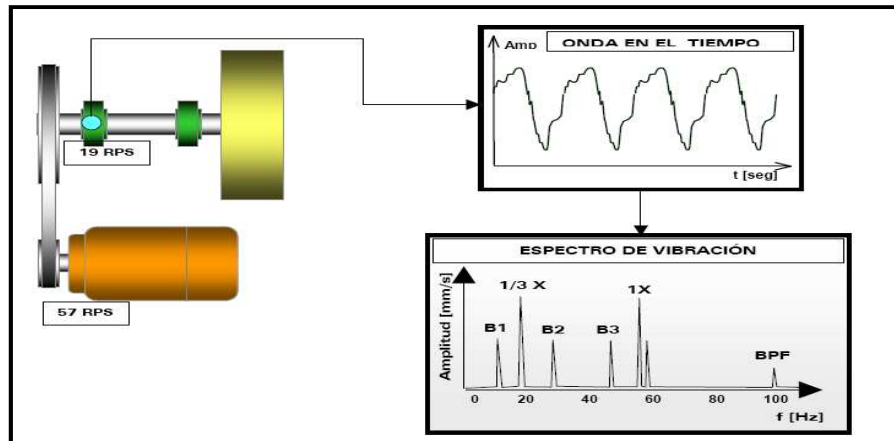
En la siguiente ilustración de tres dimensiones (Figura 3.14) puede notarse claramente la señal compleja (en color verde), capturada desde una máquina. A dicha señal se le calculan todas las series de señales sinusoidales en el dominio del tiempo (vistas en azul) y por último se muestra cada una en el dominio de la frecuencia (vistas en rojo).



**Figura .:** Formación del espectro. (Referencia [9] Pág. 14).

Cuando se mide una máquina, se genera una información muy valiosa que es necesario analizar. El éxito de este análisis depende de la correcta interpretación que se le

dé a los espectros capturados con respecto a las condiciones de operación en que se encuentra la máquina. A continuación se muestra un esquema de cómo sería la captura de la información desde una máquina para luego ser analizada.



**Figura .:** Esquema de información para el análisis de vibraciones.

(Referencia [9] Pág. 16).

### 3.6.2. Monitoreo dinámico de maquinaria recíproca

#### 3.6.2.1. Generalidades

El monitoreo dinámico se lo realiza en función de los datos o variables específicas de funcionamiento de los compresores. Para reconocer las fallas en los compresores, debemos conocer cómo se comportan en condiciones normales. El propósito del análisis dinámico del compresor es:

#### **Evaluar el desempeño**

- Maximizar la eficiencia del compresor
- Maximizar la vida de las válvulas
- Maximiza la relación de carga y potencia (hp)

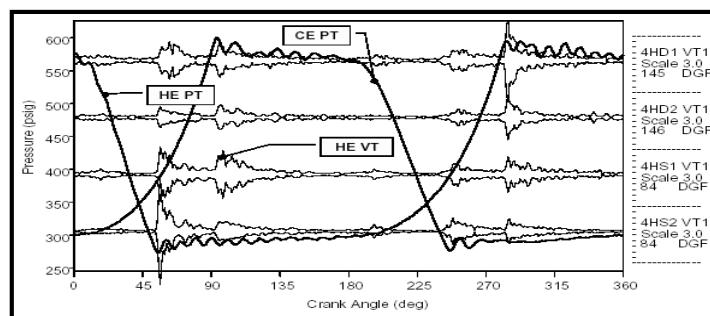
## Evaluar la condición mecánica

- Mantenimiento en condición
- Asegurar confiabilidad
- Reducción de costos de mantenimiento
- Disminuir el tiempo del paro y pérdida de producción.

### 3.6.2.2. Parámetros de análisis.

El monitoreo dinámico en equipos recíprocos se lo realiza mediante el estudio de la interpretación de patrones tales como señales de presión, vibración, ultrasonido en función del ángulo de giro del cigüeñal, los cuales pueden tener cualquier combinación, entre los cuales se tiene:

- Presión vs ángulo de giro del cigüeñal (PT)
- Ultrasonido vs ángulo de giro del cigüeñal (UT)
- Vibración vs ángulo de giro del cigüeñal (VT)
- Presión vs volumen (PV), comparado con la curvas teóricas.
- Análisis de cojinetes de bancadas ( mediante vibración )
- Teoría y trazados de carga en el vástago



**Figura .:** Curvas características del monitoreo en los compresores.<sup>8</sup>

<sup>8</sup> Obtenido de Windrock Inc., Análisis de compresores y motores., [www.windrock.com](http://www.windrock.com)

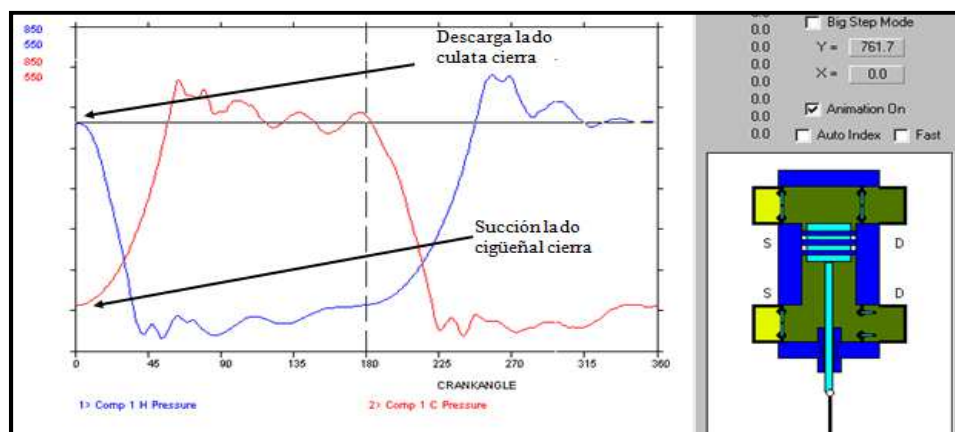


### Ángulo del cigüeñal

Los gráficos referidos al ángulo del cigüeñal son usados para información del rendimiento y de la condición mecánica. Entre las curvas que se utilizan para el análisis de compresores se tiene:

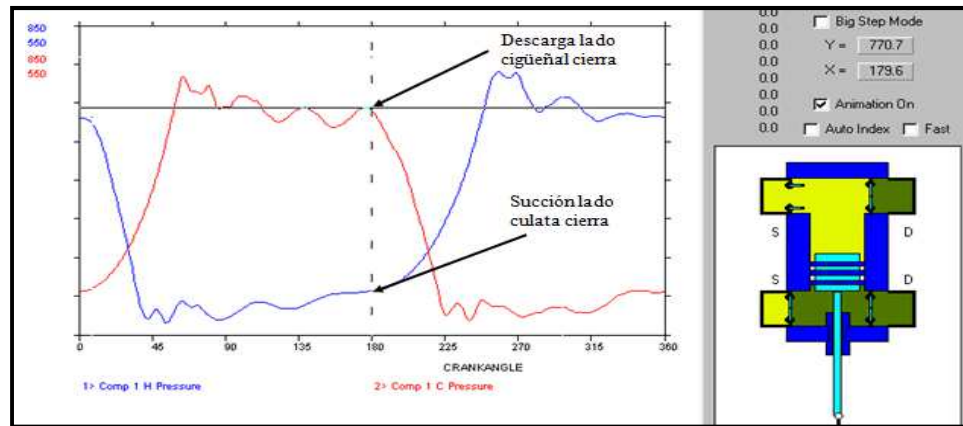
#### 3.6.2.2.1. Presión vs. ángulo

Mediante la representación de presión con respecto al ángulo del cigüeñal se puede determinar las condiciones de funcionamiento de los compresores, a continuación se tiene una curva de funcionamiento para compresores con cilindros de doble efecto. En la figura 3.17 se tiene en la parte superior del pistón se realiza el proceso de descarga mientras en la parte inferior se realiza la succión. Gira 180 grados y se realizan el proceso inverso en cada lado del pistón como se observa en la figura 3.18. Los dos procesos que se cumplen en un cilindro de doble efecto son independientes el uno del otro.



**Figura .:** Curva de Presión vs ángulo del cigüeñal (Cierre de válvulas lado cabeza)<sup>9</sup>

<sup>9</sup> Obtenido de Windrock Inc., Análisis de compresores y motores., [www.windrock.com](http://www.windrock.com)



**Figura .:** Curva de presión vs ángulo del cigüeñal (Cierre de válvulas lado cigüeñal).<sup>10</sup>

#### 3.6.2.2.2. Vibración y ultrasonido vs. ángulo cigüeñal

- **Vibración**

El estudio de vibración ya se lo menciono anteriormente para maquinaria rotativa, el análisis para maquinaria reciprocante se lo hace en función del ángulo del cigüeñal. Mediante el análisis de las variables operativas en los compresores se obtienen lo siguiente:

##### **Vibración en alta frecuencia**

- Fugas de gas en: válvulas de compresores (succión y descarga), sellos de gas por los vástagos (paking), anillos del pistón (desgaste de los cilindros del compresor), etc.
- Fallas en chumaceras y cojinetes.

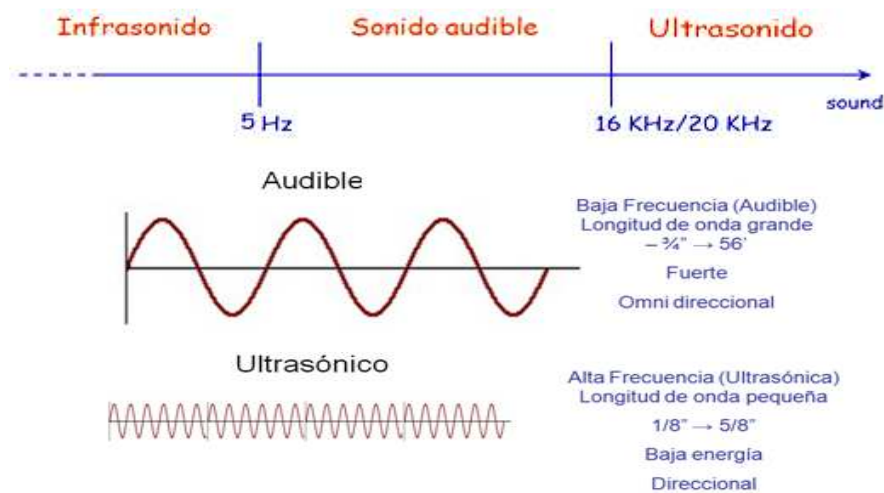
##### **Vibración en baja frecuencia**

<sup>10</sup> Obtenido de Windrock Inc., Análisis de compresores y motores., [www.windrock.com](http://www.windrock.com)

- Piezas sueltas o flojas, como: base de máquina, cruceta, perno, buje, etc.
- Anillos de fuerza o de compresores rotos.
- Desgaste en elementos de conjuntos de potencia (perno, buje, anillos, etc.).
- Crucetas y vástagos.

- **Ultrasonido**

El sonido es la sensación que se produce cuando la vibración de las ondas que viajan por el aire u otro medio alcanza el órgano de la audición. El sonido se clasifica en infrasonido, sonido audible y ultrasonido.



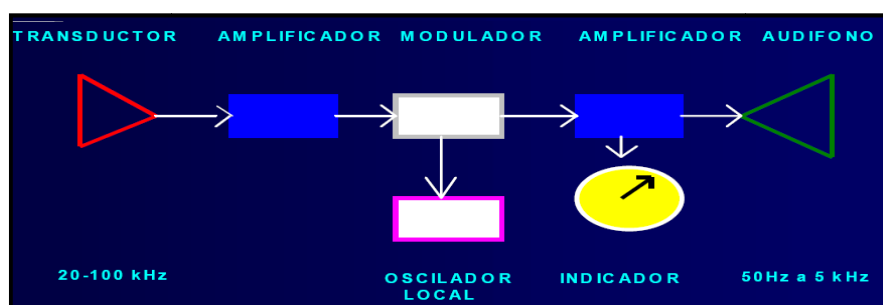
**Figura .:** Onda de sonido audible y ultrasonido.

El ultrasonido pasivo se produce por la fricción de mecanismos rodantes, turbulencia, fugas de fluido, pérdidas de vacío, y electricidad. Este tipo de ultrasonido es utilizado en el análisis dinámico de los compresores, el cual se basa en el estudio de las

ondas de sonido producidas por los equipos las cuales no son perceptibles por el oído humano. El ultrasonido permite:

- Detección de fallas y/o fugas en válvulas.
- Detección de fugas de fluidos.
- Pérdidas de vacío.
- Verificación de la integridad de juntas de recintos estancos.

Casi todas las fricciones mecánicas y fugas de presión o vacío producen ultrasonido en un rango aproximado a los 40 KHz. Este valor de frecuencia ofrece unas características muy aprovechables en el mantenimiento predictivo, pues son ondas sonoras de corta longitud atenuándose rápidamente sin producir rebotes. Por esta razón, el ruido ambiental por más intenso que sea, no interfiere en la detección del ultrasonido, lo que hace que se tenga una precisión en la ubicación de la falla. A continuación se presenta un esquema de funcionamiento de la técnica de ultrasonido.

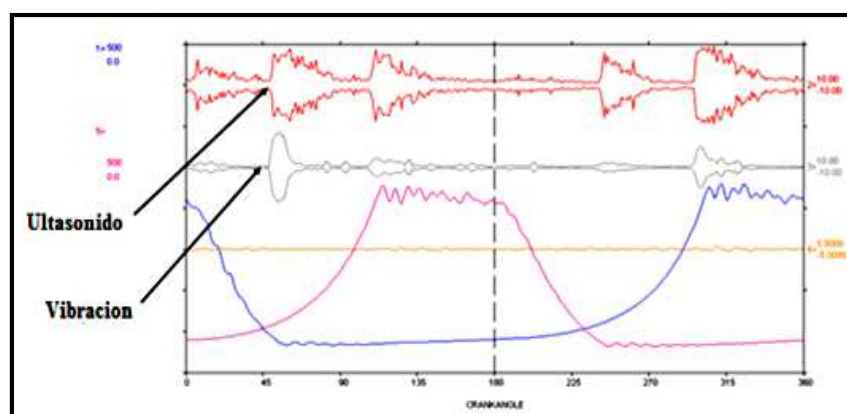


**Figura .:** Esquema de funcionamiento de la técnica de ultrasonido.

### Ventajas del ultrasonido

- Direccionalidad
- Localizable
- Múltiples aplicaciones
- Soporte para otras tecnologías

En general las máquinas rotativas poseen niveles de vibración muy bajos cuando funcionan en buen estado, por lo que cuando aparece una vibración anormal se detecta rápidamente y lo que es importante puede asociarse fácilmente a algún defecto característico. Por el contrario en las máquinas alternativas debido a su principio de funcionamiento presenta niveles de vibración relativamente altos aun cuando estén funcionando en buen estado, por lo que es más complejo relacionarlo con una avería en particular. De ahí que se utiliza conjuntamente vibración y ultrasonido en función del ángulo del cigüeñal para poder detectar diferentes tipos de fallas en los compresores, como se puede observar en la figura 3.21.



**Figura .:** Curvas de ultrasonido y vibración vs ángulo cigüeñal.<sup>11</sup>

<sup>11</sup> Obtenido de Windrock Inc., Análisis de compresores y motores., [www.windrock.com](http://www.windrock.com)

### **3.6.3. Análisis de aceites**

#### **3.6.3.1. Generalidades**

Muchos departamentos de mantenimiento tienen actualmente programas de análisis de aceite. Algunos utilizan el laboratorio de su proveedor de lubricantes o contratando los servicios de laboratorio privados. En muchos de los casos los resultados del análisis, son recibidos semanas o meses después de la toma de la muestra y la información se vuelve irrelevante, ya que para ese momento, las condiciones del equipo ya son diferentes, en muchos casos el aceite ya fue cambiado y en otros el equipo ya falló y fue reparado.

Un programa de análisis de aceite puede convertirse en un derroche innecesario de tiempo y recursos si no está bien establecido. Los departamentos de mantenimiento conservan grandes cantidades de papel en archivos y expedientes, de reportes con los resultados de los análisis, recibidos fuera de tiempo (que en ocasiones no han sido revisados) y que contienen valiosa información esperando a ser analizada y explotado su potencial.

Este nuevo enfoque del análisis de aceites (tribología) puede ser notado en que cada vez son más profesionales del mantenimiento que se entrenan y capacitan en el conocimiento de la lubricación, y los diferentes parámetros que puede controlarse mediante el análisis de aceites. Los laboratorios comerciales han mejorado sus tiempos de respuesta para proporcionar información del análisis en ocasiones en menos de 24 horas y en la utilización de instrumentos de análisis de aceite en sitio y en ocasiones instrumentos

que son instalados en línea a la maquinaria para monitorear en “Tiempo real” maquinaria crítica.

Como en el análisis de vibración y ultrasonido, la localización del punto adecuado es lo esencial, tomar una muestra es crítico en el análisis de aceite. Tradicionalmente las muestras de aceite son tomadas de tanques o en puertos de drenado, haciendo que la información resultante no sea representativa de las condiciones de operación del equipo. Adicionalmente en el análisis de aceites es posible instalar puertos de muestreo secundarios que permitirán la localización del problema efectivamente.

Se requiere que el proceso de muestreo sea consistente, para que la información resultante pueda ser convertida en datos de tendencia y reconocer y analizar su comportamiento en el tiempo.

#### **3.6.3.2. Principios de lubricación.**

La lubricación está dedicada principalmente a disminuir la resistencia a la fricción que tiene su origen cuando dos superficies se encuentran en movimiento relativo. Cualquier sustancia que se coloque entre estas superficies se denomina lubricante. Las funciones del lubricante son:

- Disminuir el rozamiento.
- Reducir el desgaste.
- Evacuar el calor generado por las pérdidas de potencia en el equipo.
- Evacuar impurezas de tipo orgánico o metálico.
- Sellar.

### **3.6.3.3. Lubricación predictiva**

La filosofía de este análisis es la de lubricar por condición y no bajo una frecuencia determinada. Esto significa que no es recomendable cambiar el aceite bajo una frecuencia constante ya que su nivel de calidad puede modificarse dentro del mismo intervalo de tiempo debido a imprevistos. Además mediante este análisis se puede conocer las causas que generan el desgaste y tomar las decisiones de control antes de que estas dañen el equipo. Lo que puede hacer la diferencia en la ampliación de la vida de la maquinaria.

#### **Componentes de la lubricación predictiva**

- Ruta o cronograma para el análisis de aceite.
- Análisis físico – químico del aceite.
- Al correlacionar adecuadamente los datos de la condición del aceite, vibraciones, ultrasonido y temperatura es factible sacar conclusiones que permiten garantizar que el mecanismo y por consiguiente el equipo están trabajando dentro de la confiabilidad esperada.

### **3.6.3.4. Beneficios del análisis de aceites**

- Hacer de la lubricación una verdadera filosofía que conduzca al incremento de la confiabilidad, disponibilidad de los equipos.
- Mejorar las técnicas actuales como la empresa está desarrollando sus programas de lubricación.



- Posicionar la empresa dentro de programas de lubricación verdaderamente productivos.
- Involucrar al personal de operaciones, en los programas de lubricación y en el cuidado básico del equipo.
- Reducir costos de mantenimiento y lubricación en la empresa.
- Protección del ambiente.

#### **3.6.3.5. Algunas de las fallas que el análisis de aceite puede ayudar a detectar:**

- Partículas abrasivas en el aceite.
- Aceite contaminado con agua, combustibles y productos químicos.
- Agotamiento de aditivos.
- Aceite aplicado erróneamente.
- Inicio de falla en cojinete y rodamientos, como también el inicio de fallas progresivas.

#### **3.6.3.6. Propiedades principales del lubricante**

- **Viscosidad**

La viscosidad es la resistencia interna que presentan las moléculas de un líquido cuando pasan una al lado de la otra en su movimiento y se manifiesta como un aumento en la fricción interna, que trae como consecuencia, elevación de la temperatura.

### **Relación entre viscosidad y temperatura.**

La viscosidad es la característica más importante de un aceite y la variable que mas la afecta es la temperatura. La viscosidad disminuye a medida que la temperatura aumenta, pero la magnitud en que varia la viscosidad depende tanto del incremento en la temperatura como de la naturaleza química del aceite y del tipo de aditivos que posea. Por tal razón la selección cuidadosa de un lubricante, depende de los rangos de temperaturas en que este va a funcionar y conocer las propiedades técnicas del mismo.

- **Índice de viscosidad**

Después de la viscosidad es la característica más importante que se debe tener en cuenta y se define como la estabilidad de la viscosidad de un aceite lubricante con los cambios de temperatura. Entre mayor sea el índice de viscosidad más estable es el aceite, por consiguiente en lubricación se debe utilizar, aceites con elevado índice de viscosidad.

- **Punto de inflamación o chispa (Flash point)**

Es la temperatura a la cual los gases formados se inflaman por un instante al aproximarles una chispa o llama. En los aceites nuevos se utiliza como parámetro de referencia para determinar la temperatura máxima a la cual se puede utilizar el aceite sin riesgo.

- **Punto de llama**

Si prolongamos el ensayo de calentamiento del punto de inflamación, notaremos que el aceite se incendia de un modo más o menos permanente, ardiendo durante unos segundos, entonces es cuando se ha conseguido el punto de combustión o llama.

- **Demulsibilidad**

Es la resistencia de un aceite lubricante a la emulsificación. Una baja demulsibilidad puede ser el resultado de una deficiente refinación de las bases lubricantes, contaminantes o uso inadecuado de aditivos. Cuando un lubricante no se separa rápidamente del agua puede generar corrosión en el equipo.

### **3.6.3.7. Tipos de lubricantes**

Existen gran cantidad de lubricantes, estos pueden ser seleccionados en función de los principios básicos de lubricación, entre estos tenemos:

- De acuerdo con las condiciones de trabajo cada máquina requiere una lubricación en particular.
- En una máquina pueden haber elementos físicamente iguales, pero que pueden estar bajo condiciones de operación diferentes, requiriéndose por lo tanto lubricantes que cumplan con cada caso específico.
- Los lubricantes seleccionados deben poseer las características físicas y químicas necesarias para su buen funcionamiento.

**Los tipos de lubricantes que existen están en los diferentes estados físicos:**

- **Gas**, el más utilizado es el aire que se emplea a presión y crea un colchón entre los elementos en movimiento. Su principal aplicación es en pequeños cojinetes que giran hasta a 100000 r.p.m. A causa de la baja viscosidad de los gases, las perdidas por rozamiento son sola una fracción de las correspondientes a los lubricantes líquidos de cualquier clase.
- **Líquido**, es cualquier tipo de fluido tal como el aceite vegetal, animal y mineral, etc. El más utilizado en la actualidad es el aceite mineral que está constituido por una base lubricante y unos aditivos.
- **Semisólido**, son compuestos que por su consistencia permiten que la película lubricante permanezca durante más tiempo sobre la superficie como, por ejemplo, la grasa, que es una base lubricante y jabones.
- **Sólidos**, son películas de lubricantes que reaccionan químicamente con la superficie, tales como el grafito, bisulfuro de molibdeno, mica, teflón, silicona, etc. y originan coeficientes de fricción muy bajos.

Los lubricantes más utilizados son los líquidos y semi-sólidos. En caso de ser imposible utilizarlos, se aplican lubricantes sólidos.

### **3.6.3.8. Lubricantes utilizados en compresores**

Los lubricantes utilizados en los compresores son líquidos y son:

#### **3.6.3.8.1. Lubricantes minerales**

Son aceites obtenidos a partir de la refinación de los hidrocarburos naturales, son los más utilizados debido a su adaptabilidad general a la mayoría de compresores y por un costo moderado. Para los compresores reciprocantes utilizados en la planta de generación eléctrica sea utiliza el aceite mineral marca Vectis LA 540.

- **Lubricante mineral Vectis LA 540**

Es un lubricante de última generación con bajo contenido de cenizas, formulado a partir de la nueva base RYPF VECTIS, la cual posee una alta resistencia a la oxidación y una baja tendencia a la formación de depósitos. Esta base se complementa con un avanzado paquete de aditivos que refuerzan las propiedades expuestas [10]. Las propiedades físicas se encuentran en el anexo 2.

#### **Ventajas**

- Optima protección de los asientos de válvula en aquellos compresores térmicamente exigidos.
- Excelente control de los depósitos en las zonas críticas de los compresores, tales como válvulas, tapas de cilindros, pistones y lumbreras.

- Su formulación le otorga un excelente comportamiento frente a los fenómenos de oxidación y nitración, permitiendo extender los períodos entre cambios de aceite.
- Gran capacidad para neutralizar la acidez e inhibir la corrosión.
- Compatibilidad total con convertidores catalíticos, con lo que se le habilita para ser utilizado en aquellos equipos provistos con este dispositivo.

#### **3.6.3.8.2. Lubricantes sintéticos**

Son aceites que no son obtenidos de los derivados naturales del petróleo. Por lo general este tipo de aceites son productos químicos orgánicos. La mayoría poseen propiedades extraordinarias como elevado índice de viscosidad o estabilidad térmica, además poseen un TBN bastante alto (valores próximos a 20) lo que permite mayores frecuencias entre cambios de aceite, acompañada por uno o más propiedades deseables como buena viscosidad, punto de fluidez y estabilidad en el agua. Los aceites sintéticos debido a su alto costo con frecuencia solo se utilizan donde su propiedad particular es esencial. En los compresores de tornillo de análisis se usan el aceite sintético marca Aeon NG-H10.

- **Lubricante sintético Aeon NG-H10**

Este tipo de lubricante es homogéneo, con alto rendimiento, químicamente resistente. Mediante las propiedades de los aditivos se controlan el punto de fluidez, ayudan a proteger la superficie del metal contra la corrosión. Este lubricante es utilizado diferentes medios y aplicaciones donde requieran estabilidad, lubricación y resistencia al

ataque químico debido al gas que utilizan los compresores [11]. Las propiedades físicas están en el anexo 2.

### **Principales ventajas**

- Ahorro en energía, por disminución de pérdida de energía debido a la menor fricción
- Mayor vida del aceite de 5 a 10 veces más larga vida que los aceites minerales.
- Soportan elevadas temperaturas, no se oxidan apreciablemente, en algunos casos hasta 93°C por encima que las que soportan los de base de hidrocarburo. Una regla de la industria, establece que la tasa de oxidación de los aceites convencionales, se duplica y la vida de ese aceite se reduce a la mitad, por cada incremento de 10 °C en la temperatura de operación.
- Mejor desempeño de película, debido a su estructura molecular uniforme, pueden ser ampliamente utilizados en situaciones de película delgada o lubricación escasa donde los lubricantes convencionales fallan.
- Menor volatilidad lo que repercute en un menor consumo de aceites.

### **Las principales desventajas**

- Son más costosos que los derivados del petróleo (mejor calidad), sin embargo este sobre costo se ve compensado con la ampliación de las frecuencias de cambio, menor consumo de repuestos, de potencia, etc.
- No se pueden mezclar con otros lubricantes ni con los derivados del petróleo.
- En algunos casos son difíciles de conseguir.

### **3.6.3.9. Factores que afectan la lubricación**

Existen diferentes factores que en una u otra forma afectan el correcto desempeño del lubricante seleccionado, estos son:

#### **De operación**

- Velocidad, carga, temperatura, el agua, materiales sólidos.
- Impurezas que pueden ser del medio ambiente o partículas metálicas que se desprenden de las superficies sometidas a fricción.
- Método de aplicaciones del lubricante.

#### **De diseño**

- Proyecto, cálculo y fabricación de la máquina.
- Materiales empleados en la construcción del mecanismo.
- Acabado superficial del mecanismo.
- Método de fabricación del mecanismo.

### **3.6.3.10. Fallas que pueden presentarse por lubricación.**

Las fallas involucran alguna forma de esfuerzo mecánico. Aún cuando la causa del problema sea el calor excesivo o la lubricación inadecuada. Estas son:

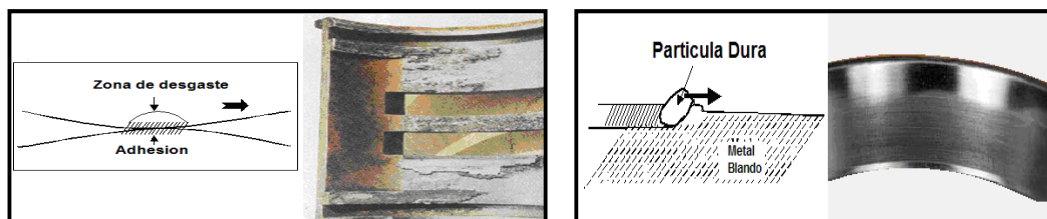


- **Fallas por desgaste.**

El desgaste consiste en la formación y posterior ruptura de uniones metálicas existentes entre dos superficies que están en contacto. Puede darse por sobrecarga, presencia de impurezas en el lubricante, lubricación y/o lubricante inadecuado, sobrecalentamiento y aceite en servicio por mucho tiempo. Entre los diferentes desgaste se tiene:

**Desgaste adhesivo**, presenta una superficie de trabajo rugosa y fundido con zonas desgarradas e indicaciones de alto roce. Se produce por falta de una película lubricante de suficiente espesor.

**Desgaste abrasivo**, presenta rayas y surcos paralelos a la dirección del movimiento es el patrón de desgaste. Son causados por la contaminación por polvo y diversos metales.



**Figura .:** Desgaste adhesivo y abrasivo. (Referencia [12] Pág. 9).

**Desgaste por fatiga superficial**, las superficies de trabajo presentan fisuras y excoiraciones de bordes filosos e irregulares. Se produce por la repetición de cargas que acumulan tensiones en las capas superficiales afectado al lubricante. Se evita esta falla verificando las alineaciones y distorsiones de las partes.

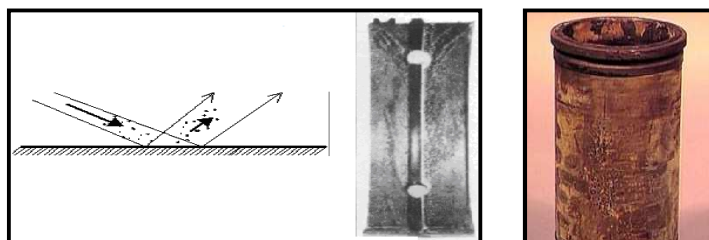
**Desgaste corrosivo**, las características son muy parecidas a las de fatiga dado que una vez iniciada la corrosión la rotura se produce por fatiga. La coloración más oscura de las partes indica que es un desgaste por corrosión. Puede ser causado por una mayor temperatura de funcionamiento que acelere la oxidación del aceite y por la falta de cambio del lubricante en los períodos especificados.



**Figura .:** Desgaste por fatiga superficial y corrosiva. (Referencia [12] Pág. 11).

**Desgaste erosivo**, presenta suaves y amplios canales pueden tener forma de "V" en la dirección del flujo del lubricante. Ocurre principalmente por el uso de aceites de mayor viscosidad a la necesaria o una elevada presión del lubricante sobre las superficies de los elementos. La contaminación del aceite también produce un incremento de la erosión.

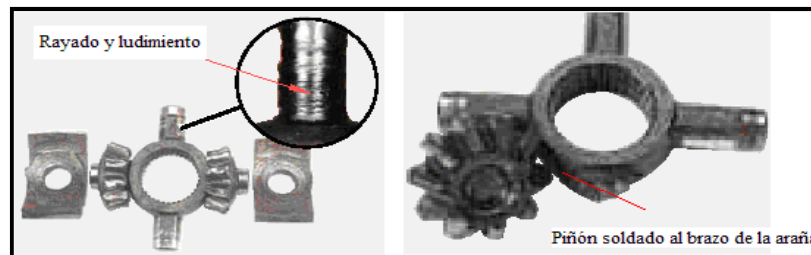
**Desgaste por cavitación**, puede ocasionarse por la presencia de espuma en el lubricante debido a una alta o baja viscosidad del mismo o por entradas de aire al sistema. La cavitación se reduce si se controla la característica espumosa del aceite con un aditivo especial.



**Figura .:** Desgaste erosivo y desgaste por cavitación. (Referencia [12] Pág. 13).

- **Fallas por sobrecalentamiento (Spinout)**

Spinout se da por una rotación excesiva, lo cual ocasiona un calor dañino. Las altas temperaturas debilitan la película de lubricante, permitiendo el contacto metal con metal. Un spinout de larga duración podría producir la falla completa del elemento.



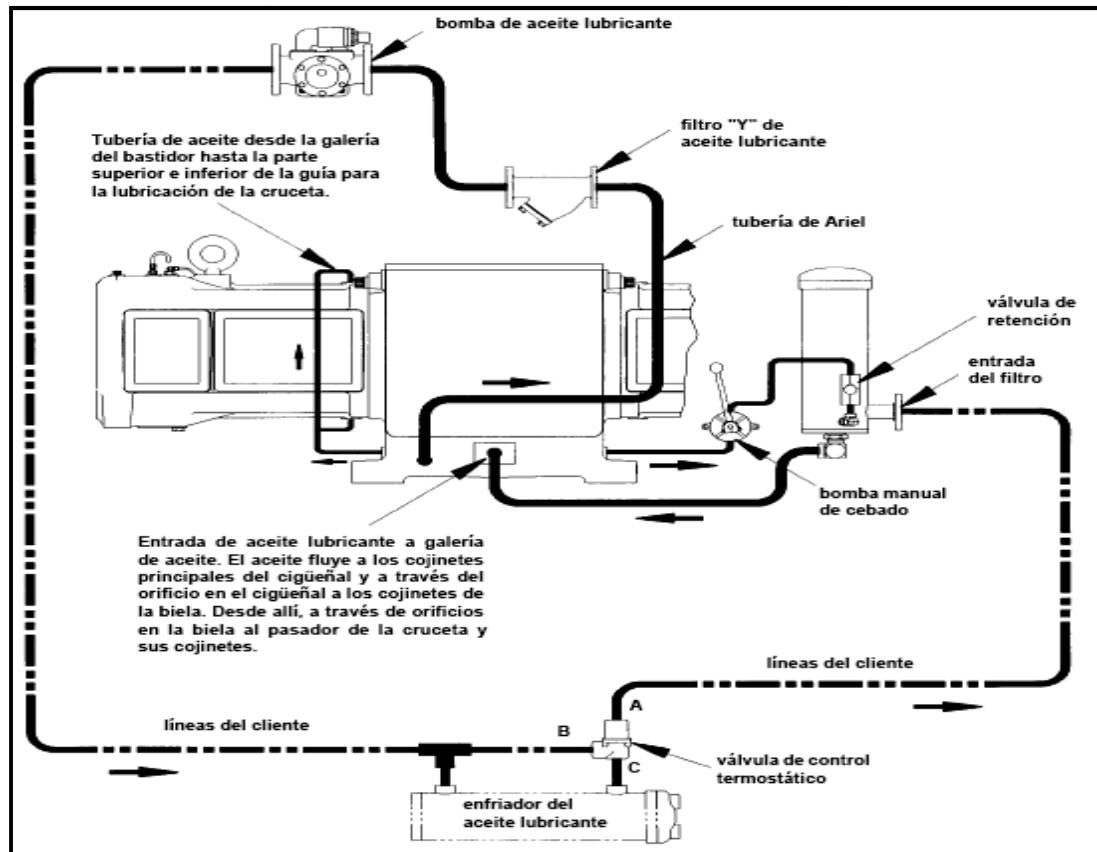
**Figura .:** Falla por sobrecalentamiento. (Referencia [12] Pág. 15).

### 3.6.3.11. Sistema de lubricación de los compresores.

- **Compresores reciprocantes.**

En los compresores reciprocantes de estudio, existen dos sistemas de lubricación forzada uno principal y otro secundario. El aceite es suministrado al cárter desde un depósito, este sistema posee un controlador de nivel de aceite del cárter.

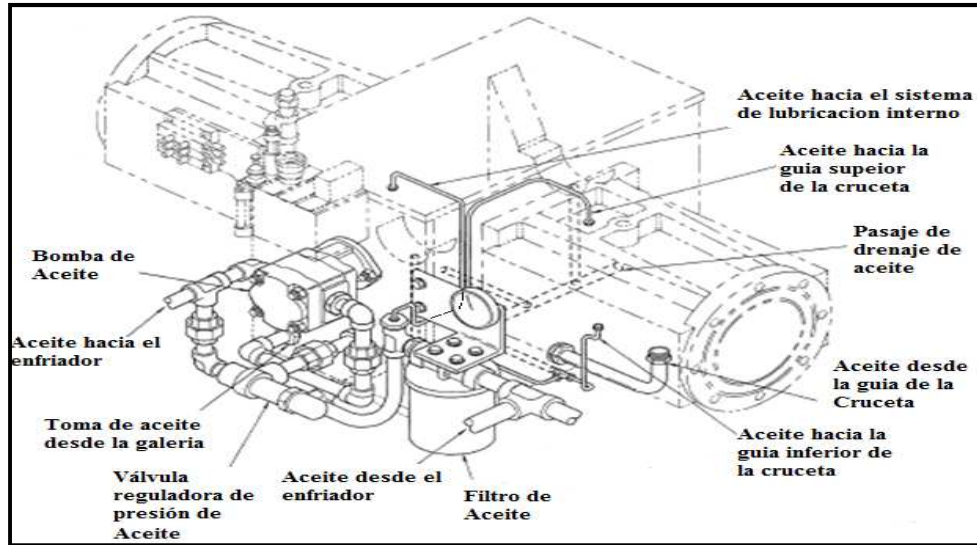
El sistema de lubricación principal de los compresores está conformado por un reservorio (cárter), una bomba de aceite, filtros en la entrada y en la salida, un intercambiador de calor y la cañería como se puede observar en la figura 3.26.



**Figura .:** Esquema del sistema de lubricación principal del compresor recíprocante

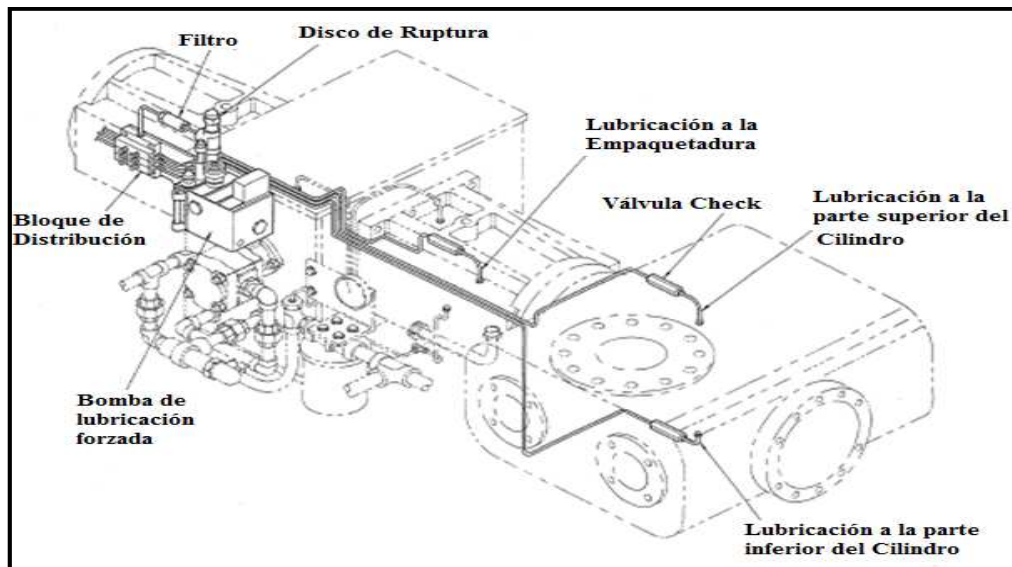
(Referencia [13] Pág. 4.25).

En este sistema el aceite es succionado por una bomba mecánica desde el cárter impulsando al lubricante, el cual pasa por una válvula termostática en donde si el aceite está muy caliente pasa hacia al enfriador o si no se dirige hacia el filtro para luego ingresar a los orificios presentes en la galería del bastidor que suministran aceite a los cojinetes del cigüeñal, para luego dirigirse a través de pasajes diagonales que atraviesan el cigüeñal desde los muñones principales hasta los muñones de biela, suministrando aceite a los cojinetes de cada biela. El orificio presente a lo largo de la biela suministra aceite al buje de la biela. El aceite pasa del buje de la biela al de la cruceta, a través de orificios presentes en el pasador de la cruceta, que es hueco. La dosificación de aceite en este sistema es continua.

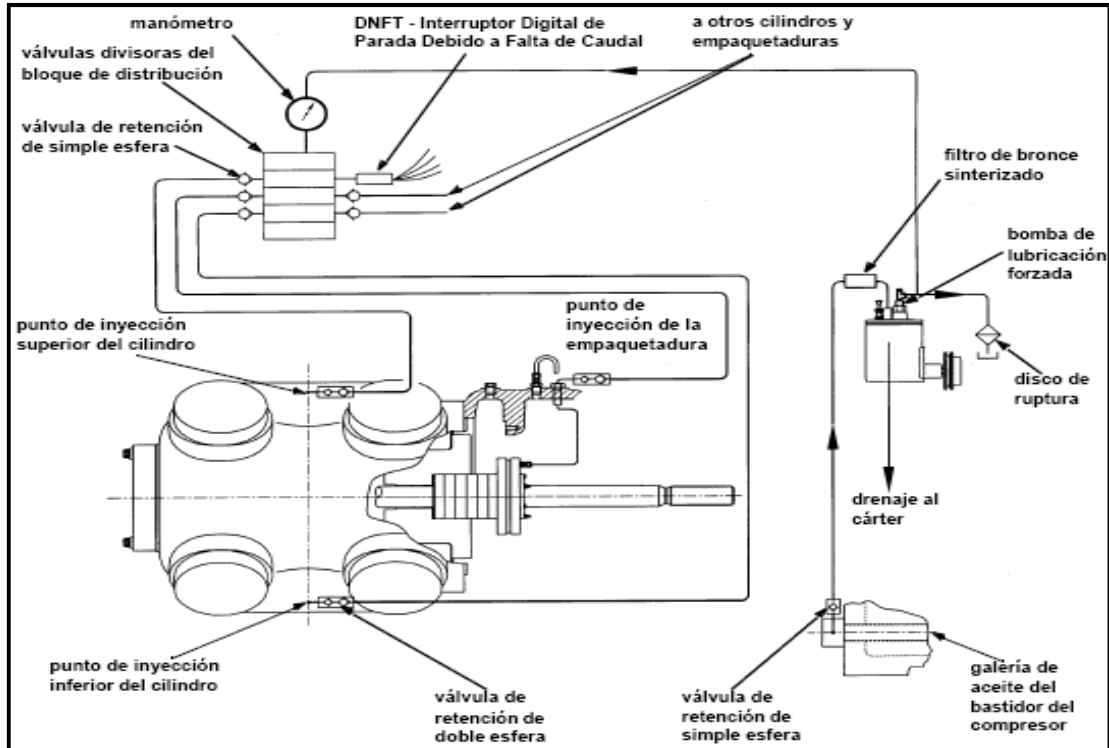


**Figura .:** Esquema de distribución principal del aceite a la cruceta y cojinetes de bancada y biela (Referencia [14] Pág. 40).

El sistema de lubricación secundaria suministra aceite a las paredes de los cilindros del compresor y a las empaquetaduras de los vástagos de los pistones, debido a que las temperaturas en las paredes de los cilindros son bastante elevadas por lo que debe suministrarse una viscosidad suficiente, como se observa en la figura 3.28 y 3.29.

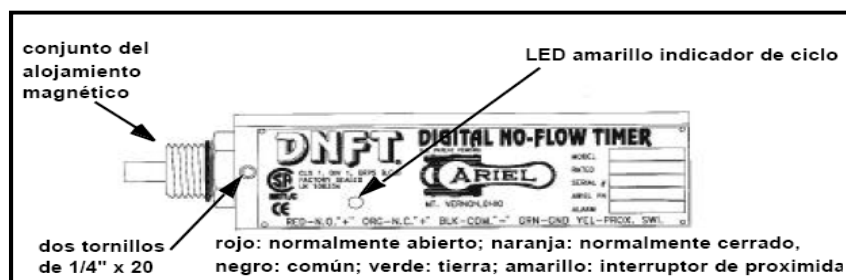


**Figura .:** Esquema de distribución secundaria de aceite (Referencia [14] Pág. 42).



**Figura .:** Esquema de distribución secundaria de aceite a los cilindros y empaquetaduras (Referencia [13] Pág. 4.19).

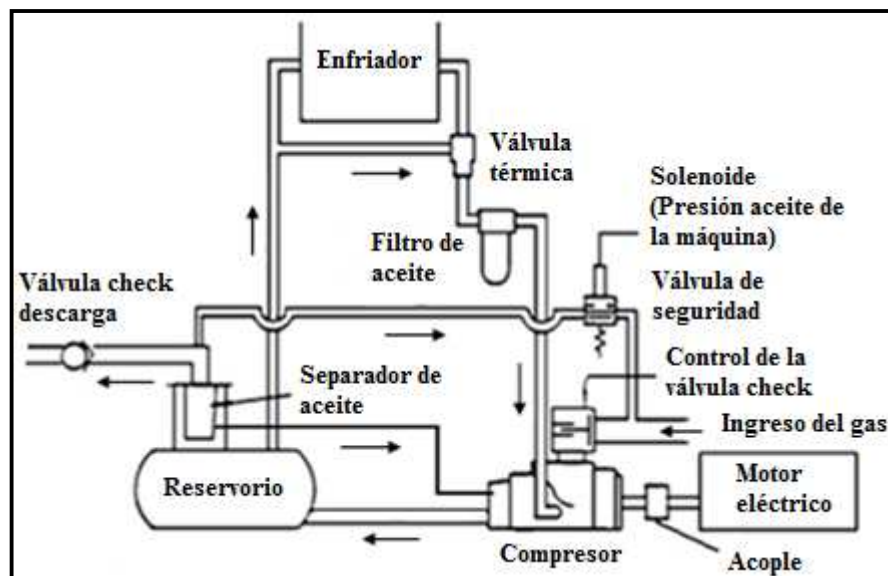
El sistema de lubricación forzada secundaria se dirige desde la galería de aceite del bastidor hacia la bomba eléctrica de lubricación forzada pasando primero por el filtro de bronce, luego se dirige al bloque de distribución. Aquí el aceite lubricante es dosificado para que se suministren en cantidades exactas a los cilindros y empaquetaduras. La dosificación de aceite es intermitente cada 15 segundos, esto es controlado mediante el DNFT.



**Figura .:** Interruptor de parada de caudal (DNFT) (Referencia [13] Pág. 4.16).

- **Compresores de tornillo.**

En los compresores de tornillo el aceite fluye desde el reservorio debido a la presión del gas que existe en el interior de este o a través de una bomba mecánica, luego pasa por la válvula reguladora termostática que en función de la temperatura del aceite permite que este vaya hacia los filtros directamente o pase primero por el enfriador, de ahí ingresa hacia compresor en donde se mezcla con el gas, cumpliendo hacia el propósito de lubricar a los tornillos. En ocasiones también posee pasajes internos de lubricación que se dirigen hacia los cojinetes, y otros elementos móviles. El lubricante sale del compresor mezclado con el gas y este es descargado en un separador donde por medio de un filtro el gas es separado del aceite. El aceite retorna al reservorio inicial mientras que el gas pasa a la línea de descarga.



**Figura .:** Esquema del sistema de lubricación en un compresor de tornillo.

(Referencia [6] Pág.15)

### 3.6.3.12. Parámetros de análisis

Los parámetros de análisis se establecen en función de las propiedades físico - químicas de lubricante. La norma ASTM (Sociedad americana para pruebas y materiales) ha establecido una serie de normas para evaluar las propiedades tanto del aceite nuevo como usado. Cada norma tiene un método estandarizado, en cuál debe ser el mismo, cualquiera sea el laboratorio en donde se lleva a cabo dicho análisis.

**Tabla .: MÉTODOS ASTM PARA EL ANÁLISIS DE ACEITE.**<sup>12</sup>

Prueba	Método ASTM
Gravedad específica y API	D - 287
Viscosidad	D – 88 Y D- 445
Índice de viscosidad	D - 2270
Color	D - 1500
Punto de inflamación o de chispa	D – 92 Y D - 93
Punto de fluidez	D – 97
Residuos de carbón Conradson	D – 189
Residuos de carbón Ramsbottom	D - 524
Número de neutralización (NN) o TAN	D – 664 Y D - 974
Número básico total (TBN)	D – 664 Y D - 2896
Insolubles en pentano y en benceno	D - 893
Tensión artificial (IFT)	D - 971
Dilución por combustible	D - 322
Demulsibilidad	D – 1401 Y D - 2711
Resistencia la formación de espuma	D - 892
Aeromulsión o atropamiento de aire	DIN 5381
Agua y sedimentos (BSW)	D – 95, D – 96 Y D - 1744
Corrosión al cobre	D - 130
Herrumbre	D 665
Contenido de cenizas	D – 482 Y D - 874
Punto anilina	D - 611
Estabilidad a la oxidación	D - 943
Contenido de inhibidor de oxidación	D - 2668
Formación de lodo	D - 1313
Contenido de azufre	D – 1266, D – 129 , D - 1662

<sup>12</sup> Tabla obtenida de: Benítez Hernández Luis Eduardo, análisis de fallas por lubricación, curso inspector de tribología y lubricación.



#### **3.6.4. Inspección visual del compresor**

Los anteriores parámetros se complementan con la inspección visual para realizar un buen análisis de los compresores. Entre estas se tiene:

- Escuchar y sentir golpes para identificar problemas potenciales.
- Tomar todas las lecturas de panel y puntos de medición de los sensores.

Entre las lecturas de panel del compresor se tiene:

- Presión de succión y descarga de cada etapa
- Presión de aceite de la bomba y cojinetes.
- Presión diferencial de filtro de aceite
- Temperatura de succión y descarga de cada etapa
- Temperatura de tapas de válvulas
- Temperaturas de entrada y salida de aceite.
- Temperatura de venteo de paking.
- Dispositivos de control de caudal.
- Válvulas de venteo y recirculación.
- Control del nivel de fluidos.

## **CAPÍTULO IV**

### **4. METODOLOGÍA DE TRABAJO**

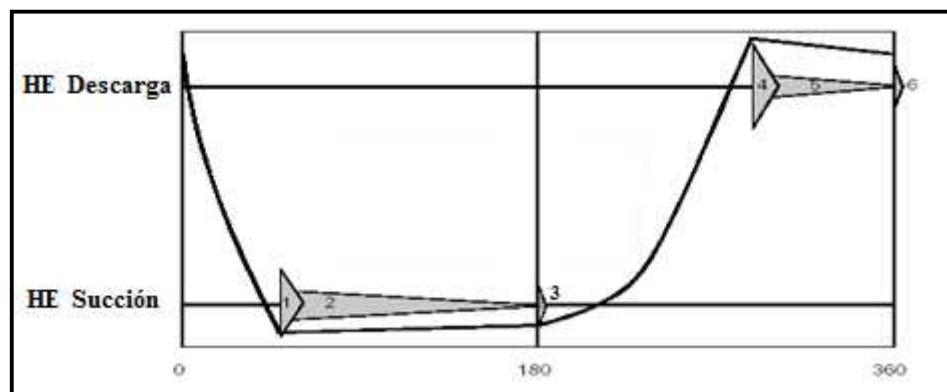
Para la realización del análisis de mantenimiento basado en condición, se va lo va a realizar mediante la técnica del análisis dinámico para los compresores reciprocantes que está en función de la presión, vibración, ultrasonido con un equipo de monitoreo dinámico. Mientras que para los compresores de tornillo se lo realiza con un equipo de monitoreo de vibraciones. Estas mediciones de condición de los compresores se lo realizan conjuntamente con la toma de datos de operación de los compresores y el análisis del lubricante para cada uno, a continuación se detalla la metodología utilizada en cada una de ellas.

#### **4.1. Análisis dinámico en los compresores reciprocantes.**

##### **4.1.1. Características de la técnica de monitoreo dinámico en los compresores reciprocantes.**

Con el comportamiento normal de un compresor recíprocante de pistón de doble efecto se puede ver los eventos que se producen en el interior durante el funcionamiento del compresor. El ruido y la vibración que genera el gas al pasar por la válvula es muy fuerte pero éste va decreciendo a medida que la velocidad del gas disminuye, la secuencia de eventos para un compresor recíprocante es la siguiente:

1. La válvula de succión se abre.
2. El gas succionado llena el cilindro.
3. La válvula de succión es bajada suavemente hasta el sello, el cierre no siempre es visible.
4. La válvula de descarga se abre.
5. Gas a altas presiones es descargado dentro de la línea de descarga.
6. La válvula de descarga es suavemente bajada hasta el sello, no siempre es visible.



**Figura .:** Forma de onda de vibración en alta frecuencia y sonido en el compresor.<sup>13</sup>

A partir de la curva abierta de presión correlacionada con las curvas de señal de vibración y ultrasonido conjuntamente con las variables mecánicas, se pueden detectarse:

- Holguras en elementos de cruceta (bulón y patines).
- Fugas de gas en válvulas, empaquetaduras y segmentos de pistón.
- Pulsación de presión que afectan al compresor en la apertura y cierre de válvulas.
- Exceso de pérdidas de carga en conducciones.
- Desgaste de camisa de cilindro.

<sup>13</sup> Obtenido de Windrock Inc., Análisis de compresores y motores., [www.windrock.com](http://www.windrock.com)

- Detectar falta de ajuste entre el pistón y el vástago.
  - Condición de pistones y aros.
  - Golpes y fallas en la cruceta por cagas en las barras del compresor (vástago y la biela).
  - Sobrecarga de fatiga en vástago.
  - Disfunción de descargadores.
  - Localizar fugas externas al proceso incluyendo packings.
  - Estudiar si los cojinetes, pernos y bujes tienen holguras excesivas.
  - Otros problemas relacionados a las vibraciones (solturas, alineaciones, etc.)
- 
- **Fugas de presión y vacío**

Al pasar cualquier gas (aire, oxígeno, nitrógeno, etc.) por un orificio de fuga, éste genera un flujo turbulento que tiene componentes de frecuencia detectables. Recorriendo exploratoriamente el área de prueba con el medidor de ultrasonido, se puede escuchar una fuga como el sonido de una corriente utilizando un auricular, u observarse en el medidor balístico.

Mientras más próximo se encuentre el instrumento a la fuga, mayor será el sonido de la corriente y más alta la lectura del medidor. Si el ruido del ambiente constituye un problema, se podrá usar una sonda de concentración, de caucho, para reducir el campo de recepción del instrumento y protegerlo de los ultrasonidos conflictivos.

- **Fugas en válvulas**

Los problemas de la válvula, como fugas u obstrucciones, pueden detectarse con precisión mientras la válvula está en operación. Las válvulas asentadas correctamente son relativamente silenciosas, mientras que las válvulas con fuga producen un flujo turbulento cuando el fluido se mueve del lado de alta presión hacia el lado de baja presión, pasando por la fuga. Gracias a la amplia gama de selección de sensibilidad y frecuencias ultrasónicas y vibratorias, se puede monitorear con precisión todo tipo de válvulas incluso en ambientes ruidosos.

#### **4.1.2. Descripción del equipo de monitoreo dinámico en los compresores reciprocantes (Windrock).**

El equipo analizador dinámico “Windrock” es un analizador de máquinas reciprocantes el cual es programado por el analista en el momento de recopilar todas las informaciones sobre la condición mecánica de los compresores, este equipo es una unidad colectora de señales las cuales son captadas por una serie de transductores utilizados por el sistema del analizador.



**Figura .:** Equipo analizador dinámico “Windrock 6130 PA”.

El equipo de monitoreo “Windrock”, básicamente se dedica a conocer la geometría del equipo el cual se desea analizar, características del compresor (Potencia, rpm, numero de cilindros de compresión, de fuerza, como están alineados, tamaños, presiones, etc), para proceder a configurar con dichos datos una ruta, que no es más que la forma en la que se realizaran las mediciones (tipo de señal, numero de mediciones, orden de esas mediciones, etc). Una vez que se conoce el equipo, en base a los análisis de aceite, notificaciones por parte del supervisor ante presencia de ruidos o anomalías, preventivos planificados, o de acuerdo a el número de horas de operación, se realiza un monitoreo.

El primer paso en la creación de rutas, es establecer una hoja electrónica, donde se filtren los datos de rutas, una breve descripción de la misma, la frecuencia de monitoreo, la duración en horas – hombre que demore el análisis y monitoreo, el total de horas– hombre por ruta y el número de equipos que integren una ruta.

**Tabla .:** CONFIGURACIÓN DE UNA RUTA DE MANTENIMIENTO.

ÁREA PRINCIPAL	RUTA ID	RUTA DESCRIPCIÓN	Frec. Semanal	Dur. Total HH	Dur /Equipo	#. Equipos	MES			
							1	2	3	4
SPF	RECIP-1	Compresores Reciprocantes de Gas	4	21.5	4.3	5	22			

Instalación a la que pertenece	Nombre de la ruta	Equipos que lo conforman	Frecuencia de monitoreo	Total en horas que demora la ruta	Tiempo invertido por equipo	Número de equipos en ruta	Asignación de ruta una semana específica
--------------------------------	-------------------	--------------------------	-------------------------	-----------------------------------	-----------------------------	---------------------------	--

#### 4.1.2.1. Elementos del equipo de monitoreo “Windrock”.

El equipo de monitoreo cuenta con los siguientes componentes:



**Figura .:** Elementos de equipo de monitoreo dinámico “Windrock”.

- **El codificador del ángulo del cigüeñal**

Este convierte el movimiento rotativo en señales eléctricas, con lo que se encargan de darnos la ubicación de los eventos en función del ángulo de giro del cigüeñal del equipo. Generalmente se marca el punto muerto superior (PMS) de un cilindro del compresor, ya que el desfase de ángulos del cigüeñal es conocido en la geometría del equipo. Se puede emplear los siguientes conectores:

**El ecoder**, o tacómetro que sincroniza las mediciones, a través de una cantidad fija de pulsos por revolución.

**El pick up**, solo nos genera un pulso por revolución, estos pueden ser magnéticos u ópticos, que es el conector que se utiliza en el monitoreo de los compresores reciprocantes.

- **Lámpara estroboscópica**

Esta es alimentada por la señal de un pulso por revolución (PPR) generada por el codificador. Esta es usada para sincronizar el analizador con el punto muerto superior (TDC del ángulo fase del cigüeñal).

- **Transmisor inalámbrico del codificador**

El transmisor inalámbrico del codificador permite que los pulsos generados por éste se transmitan por radio frecuencia, estas señales son recibidas por el analizador 6310 en el receptor incorporado. (Se requiere antena). El cable de 50 ft del codificador es conectado entre éste y el transmisor inalámbrico. Este transmisor solo se utiliza cuando no hay mucha interferencia como es el caso en los compresores reciprocantes de estudio.

- **Transductor de presión**

Este convierte la presión cambiante dentro de los cilindros de potencia y compresión en una señal eléctrica de 4 a 20 mA que es enviada al analizador. El transductor de presión normalmente se conecta a las válvulas indicadoras Kiene (Tipo globo) que se encuentran en los cilindros del compresor.



- **Transductor de vibración**

Se puede tomar mediciones de desplazamiento, velocidad y aceleración, para esto se tiene:

**Acelerómetro**, convierte el movimiento mecánico ó físico de un cristal piezoeléctrico producido por vibración del equipo, en una señal eléctrica que es proporcional a la aceleración actual del objeto. La sensibilidad es de 100 mV/g y la frecuencia va desde 0.5 Hz a 14 KHz o más (media y alta frecuencia). Por lo general el acelerómetro es colocado en varios puntos de prueba en el compresor y se mantiene en su lugar con un imán.

**Velocímetro**, mide velocidad en ips (pulgadas por segundo). Esta lectura puede ser integrada precisamente a desplazamiento para medir componentes que vibran a relativamente bajas frecuencias (carcazas, cilindros, patines).

- **Transductor de ultrasonido**

Este convierte la energía acústica y mecánica del gas, de alta frecuencia (35 KHz a 45 KHz) y que no es detectable por el oído humano, en una señal eléctrica Sub-sónica de más baja frecuencia mediante tecnología Heterodyne. Esta señal es enviada al analizador y desplegada en la pantalla LCD y/o a unos audífonos. Generalmente el sensor de ultrasonido es colocado en varios puntos de medición del compresor.

- **Sensor infrarrojo de temperatura**

Este sensor es utilizado para medir las temperaturas de superficie en diferentes puntos de la máquina (Succión, descarga, tapas de válvulas, válvulas de combustible, etc.). La emisividad por defecto es 0.95 que es para pintura negra sin brillo. Se recomienda utilizar un marcador de pintura negra para identificar los puntos de medición de temperatura alrededor de la máquina. Se debiera colocar entre 2-3 pulgadas del punto deseado para que la promediación de temperatura no sea un problema.

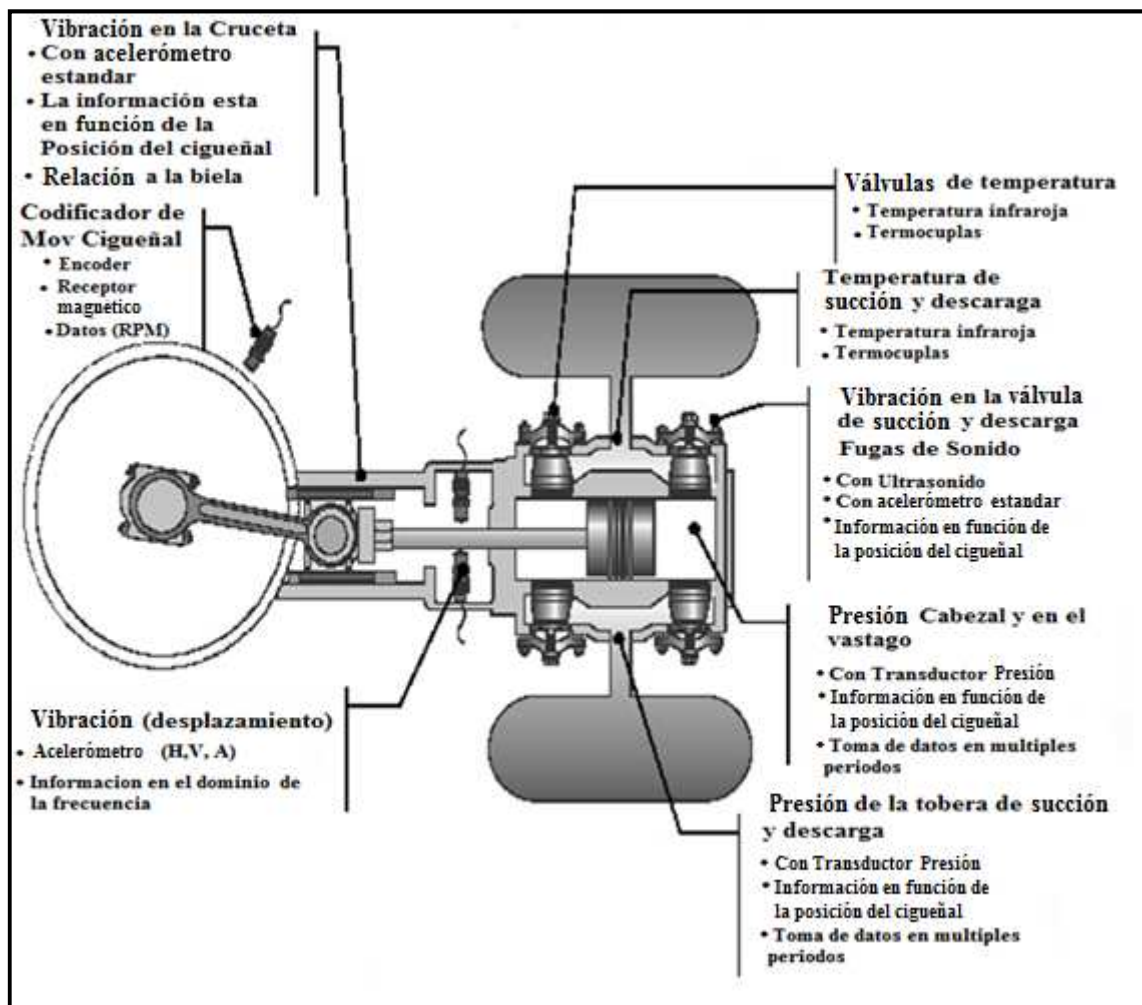
#### **4.1.3. Metodología de la técnica de monitoreo dinámico en los compresores reciprocantes.**

Se procede a conectar los equipos y a tomar datos y mediciones de la unidad. Una vez recopilada la información, esta es descargada en una computadora y es procesada por un programa bajo Windows que permite imprimir los reportes para el análisis de los equipos. Se visualiza cada una de las graficas y se procede a analizar, comparándola con los históricos presentes y con los patrones de comportamiento ideal pre-establecidos para ese tipo de equipo. Se elabora un reporte de la unidad, en donde se especifica el estado de cada uno de los componentes y se establece criticidad a través de un código de colores.

##### **4.1.3.1. Selección de los puntos de medición, dirección y codificación**

Los convenios particulares, ideados y empleados para determinar la posición y dirección de las medidas con los transductores, son los siguientes:

- Perfecto conocimiento mecánico de los equipos a estudiar.
- Conocimiento de los ciclos termodinámicos desarrollados durante el período de funcionamiento de los equipos.
- Accesibilidad a los puntos de medida para la instalación del transductor.
- Condiciones de limpieza y temperatura de la superficie de los equipos a medir, ya que pueden provocar daños al sensor e incluso falsear los resultados obtenidos.



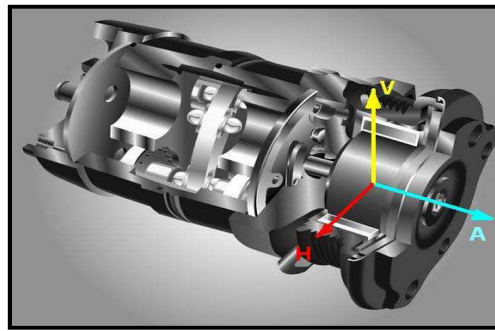
**Figura .:** Lugar del monitoreo en el compresor recíprocante.<sup>14</sup>

<sup>14</sup> Obtenido de Windrock Inc., Análisis de compresores y motores., [www.windrock.com](http://www.windrock.com)

- **Definición de direcciones en la toma de vibraciones:**

Las direcciones se basan en la norma ISO 10816 en la sección “Máquinas horizontales de accionamiento directo”. En el caso de las máquinas alternativas, los ejes se van a identificar como: “Eje horizontal, eje vertical y eje axial” (H-V-A)

- **Dirección axial:** en la dirección del eje del cigüeñal.
- **Dirección vertical:** perpendicular al eje del cigüeñal.
- **Dirección horizontal:** en la dirección de desplazamiento de los pistones.



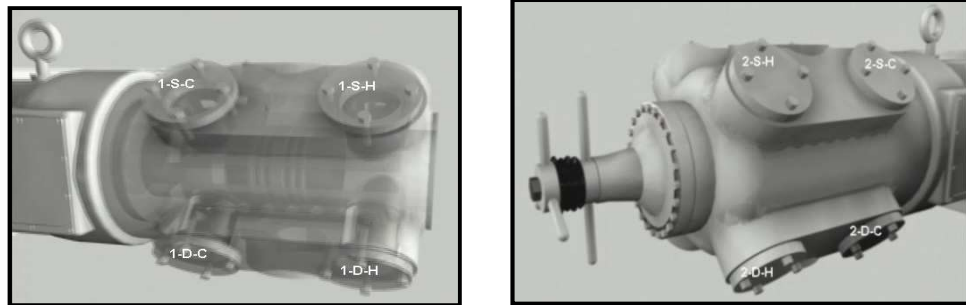
**Figura .:** Direcciones H-V-A para el cojinete del cigüeñal del compresor.

(Referencia [8] Pág.67)

En el caso de los compresores recíprocos que se realiza el análisis, la toma de vibración se da así:

- Para los cojinetes del cigüeñal se toma en la dirección horizontal.
- Para la cruceta en dirección vertical.
- Para las válvulas en dirección radial al cilindro, debido a la posición de las válvulas, y la ubicación del sensor es encima de estas.

- **Configuración de la codificación de las válvulas del compresor reciprocante.**



**Figura .:** Codificación de las válvulas lado izquierdo (1) y lado derecho (2), succión (S), descarga (D), cabeza (H), cigüeñal (C).

#### 4.1.3.2. Puntos de medición de los sensores en el compresor reciprocante

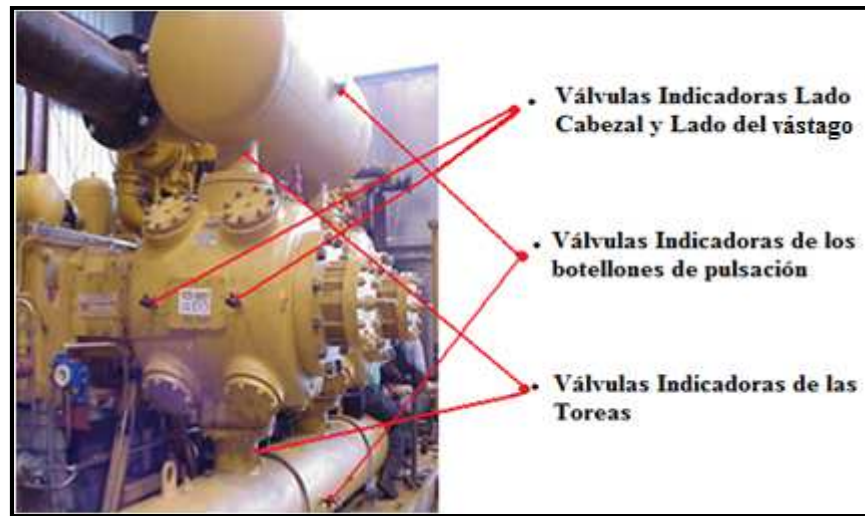
- **Receptor magnético pick up.-** Se coloca junto al volante para receptar el movimiento del cigüeñal.



**Figura .:** Lugar donde se coloca el receptor pick up.

- **Puntos de medición del sensor de presión**
  - Presión del lado cabeza y cigüeñal, que es el que se realiza en los compresores de estudio, porque solo aquí existen válvulas para la toma de presiones.
  - Tobera de succión y descarga.

- Pulmón o botellón de pulsación en la succión y en la descarga.



**Figura .:** Ubicación de las válvulas indicadoras (KIENE) para el monitoreo de presión en el compresor recíprocante.

- **Puntos de medición del sensor de ultrasonido**

- Lado cabeza y cigüeñal en cada una de las válvulas de succión y descarga.  
Conjuntamente con la toma de medidas de vibraciones.
- Área de la caja packing o de empaquetadura.

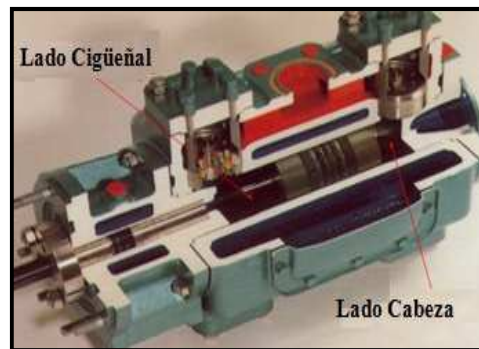


**Figura .:** Medición de ultrasonido en la empaquetadura del compresor recíprocante.

- **Puntos de medición del sensor de vibración.**

a) Vibración de alta frecuencia

- Lado cabeza y cigüeñal en cada una de las válvulas de succión y descarga.  
Conjuntamente con la medición de ultrasonido.



**Figura .:** Medición de vibración y ultrasonido en las válvulas del compresor recíprocante.

b) Vibración de baja frecuencia

- Cruceta, también se puede tomar en alta frecuencia
- Lado cabeza en cada etapa

c) Vibración de baja y alta frecuencia en cojinetes de bancada del cigüeñal.



**Figura .:** Medición de vibración en la cruceta y en los cojinetes de bancada del cigüeñal del compresor recíprocante.



- **Puntos de medición del sensor de temperatura**
  - Lado cabeza y cigüeñal en cada una de las válvulas de succión y descarga.
  - En la succión y descarga total, generalmente se la toma en los botellones al ingreso y salida de cada etapa.



**Figura .:** Toma de temperaturas en botellones y en cada una de las válvulas del compresor reciprocante.

#### **4.1.3.3. Metodología de análisis de los datos monitoreos.**

- Luego de la medición se podrá obtener las siguientes curvas:

##### **Curva de vibración**

Esta curva nos sirve para evaluar las condiciones mecánicas mediante, el conocimiento de eventos de apertura de válvulas (si abren antes o después de lo normal), la condición de impacto, huelgos en la cruceta, golpes de pistón y piezas flojas.



### **Curvas de presión**

Nos sirve para evaluar la performance del equipo y condiciones mecánicas a través de pérdidas de presión por aros de compresión, válvulas. También para la verificación de la carga sobre el vástago, potencia consumida y entregada.

### **Curva de ultrasonido**

Sirve para evaluar eventos mecánicos asociados principalmente a perdidas de gas. Se detecta fugas gas a través de las válvulas o aros de compresión, fugas en tapas, bridas, empaquetaduras.

- Luego de obtener las graficas de presión, vibración, y ultrasonido se procede a:
  - a) Mirar los reportes de lecturas manuales y rendimiento para determinar si los datos colectados están en la memoria y si se requieren tomar datos adicionales
  - b) Investigar, analizar la condición y desempeño del equipo, mediante criterios de evaluación y realizando una búsqueda dinámica de fallas (descargadores y espacios nocivos) usando las características de auto-exploración.
  - c) Tomar acciones y realizar seguimiento de las acciones, que deben ser detallados en los reportes y en la generación de órdenes de trabajo. En el anexo 14 se encuentran las fallas más frecuentes detectadas por monitoreo dinámico en los compresores reciprocantes.

#### 4.1.3.3.1. Criterios de evaluación

Para facilitar la tarea de análisis de datos, se tiene una tabla de evaluación, la cual consta de cuatro valores que denotan la condición del equipo. Además indica la frecuencia de monitoreo que debe seguir para asegurar que el equipo no fallará.

**Tabla .: NIVELES DE CONDICIÓN DEL EQUIPO.**<sup>15</sup>

Condición	Acción a Tomar	Alcance	Responsable OT
<b>Bueno</b>	Continuar monitoreo según matriz CBM	$f_i$ (Matriz CBM)	CBM
<b>Seguimiento</b>	Disminuir frecuencia de monitoreo	0.5 veces $f_i$	CBM
<b>Alerta</b>	Generación de la orden de trabajo con recomendación a quien deba realizar la actividad correctiva.	superior a 15 días	Mantenimiento
<b>Falla</b>	Generación de la orden de trabajo con recomendación a quien deba realizar la actividad correctiva y dar aviso de prontitud requerida.	inferior a 15 días	Mantenimiento

#### 4.1.3.3.2. Generación de reportes.

Para asegurar la historia de los equipos monitoreados se debe realizar un reporte general de condición de cada una de las rutas evaluadas el cual contenga.

- TAG o código del equipo.
- Fecha de monitoreo.
- Condición general del equipo monitoreado.
- Comentarios del análisis.
- Acción recomendada (en el caso de existir).

<sup>15</sup> Son en función de recomendaciones que se dan para el monitoreo dinámico, [www.windrock.com](http://www.windrock.com)

- Fecha propuesta de intervención de mantenimiento.
- Nombre del analista que realizó la evaluación.

#### **4.2. Análisis de vibraciones en los compresores tornillo.**

##### **4.2.1. Características de la técnica de monitoreo de vibraciones en los compresores rotativos.**

Las vibraciones producidas por un equipo que contiene partes móviles se producen en una gran variedad de frecuencias y en un rango muy amplio. Dependen sobre todo de la velocidad del movimiento, las tolerancias y los materiales utilizados. Hay que notar además que existen frecuencias de vibración asociadas que incluyen en la frecuencia principal de vibración y sus correspondientes armónicos. El seguimiento de un equipo se realiza midiendo el equipo como un todo y luego utilizando el detalle de los espectros para identificar la frecuencia de vibración de cada componente asociándole a un patrón de falla conocido y como han cambiado en el tiempo.

Existen gran cantidad de técnicas asociadas a la medición de vibraciones, unas son mejor aprovechadas que otras de acuerdo a su aplicación. Por ejemplo, para medición de fallo de cojinetes y máquinas de baja velocidad se utilizan técnicas de desmodulación de la amplitud, mientras que para aplicaciones de alta frecuencia como detección de fallas de un rodamiento o rueda dentada, es preferible utilizar “Peak vue” o “Energía punzante”.

#### 4.2.2. Descripción del equipo de monitoreo de vibraciones en los compresores de tornillo (CSI2130).

Equipo analizador es el encargado de recibir las señales de voltaje de transductor, y graficar los diferentes tipos de frecuencias monitoreados en función de lo programado en el equipo.



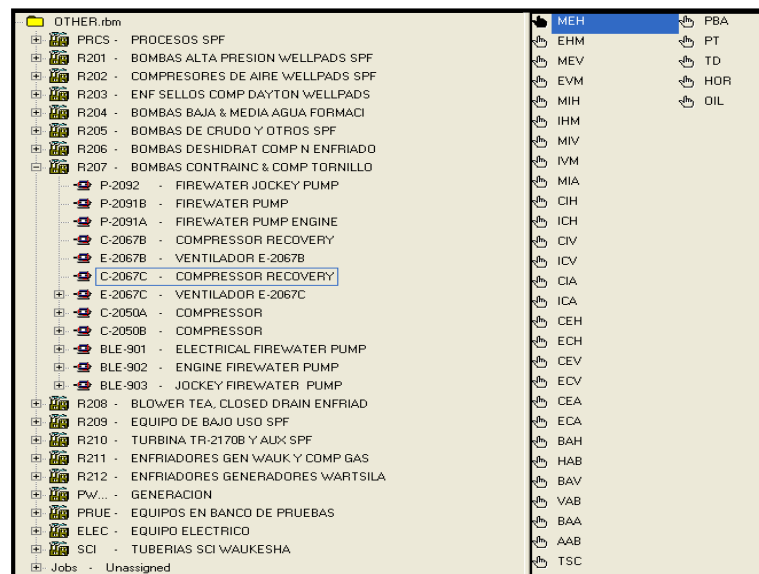
**Figura .:** Equipo analizador CSI 2130.<sup>16</sup>

En el caso de monitoreo de vibraciones para los compresores de tornillo se utiliza el analizador CSI 2130, el cual se programa para que se obtenga tres tipos de gráficas en baja y alta frecuencia (Peak vue), y estas son:

- Tendencia, es la gráfica de la variable global de vibración (en velocidad para baja frecuencia y en aceleración para alta frecuencia) en función del tiempo.
- Espectro, es la gráfica de amplitud (en velocidad para baja frecuencia y en aceleración para alta frecuencia) en función de la frecuencia.
- Forma de onda, es la gráfica de amplitud (en aceleración para baja y alta frecuencia) en función del tiempo.

<sup>16</sup> Equipo analizador de vibraciones utilizado en los compresores de reciprocantes.

Estas se almacena en el equipo en función de la ruta programada, similar al monitoreo dinámico en los compresores reciprocantes, para cada uno de las máquinas que se realiza el monitoreo.



**Figura .:** Ruta de monitoreo de los compresores de tornillo.<sup>17</sup>

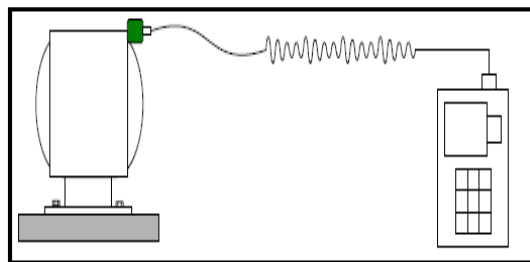
#### 4.2.2.1. Transductores de vibración

La vibración de un cuerpo es medida en función de una referencia conocida. Para que esta señal pueda ser utilizada, debe ser transformada en una señal de voltaje. El dispositivo que se encarga de realizar esta función se llama transductor. Existen tres grupos de transductores de vibraciones en función de la variable que miden:

1. Desplazamiento.
2. Velocidad.
3. Aceleración.

<sup>17</sup> Ruta de monitoreo de vibraciones programada en el equipo analizador CSI 2130 para cada compresor de tornillo y otras máquinas.

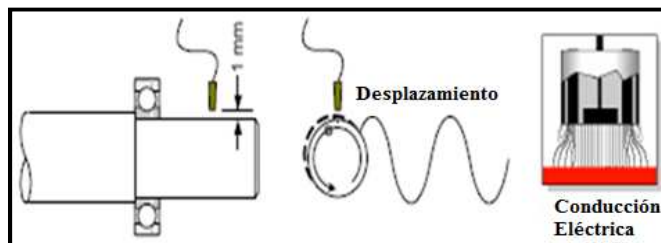
Teóricamente se puede utilizar cualquier tipo de transductor para medir la vibración de un cuerpo y calcular la fuerza externa. Es así que podemos medir el desplazamiento y diferenciar o derivar el dato en función del tiempo dos veces, entonces se ha obtenido todos los datos que describen la fuerza externa de un sistema conocido. De igual manera si podemos medir la aceleración e integrar el dato 2 veces en función del tiempo, entonces se habrá obtenido el desplazamiento.



**Figura .:** Esquema de transferencia de señal al analizador de datos.

- **Transductores de desplazamiento**

Los transductores de desplazamiento utilizados para medición de vibraciones consisten en elementos inductivos o capacitivos. Tienen la característica de no presentar contacto alguno con el elemento a medir.



**Figura .:** Sensores de desplazamiento (Referencia [8] Pág.47).

El principio de medición se basa en la carga capacitiva generada por el aire entre el sensor y el eje. Si la distancia entre el sensor y el eje se acorta de igual manera sucede con la capacitancia del huelgo.

Ventajas:

- Capaz de generar mediciones continuas.
- Son relativamente sistemas baratos y fáciles de integrar.

Desventajas:

- Instalación semi-fija o permanente.
- Baja sensibilidad limitada a vibraciones de alta frecuencia (rango máximo 1000Hz )
- Se descalibran fácilmente.
- La superficie a ser utilizada para medición debe estar libre de impurezas o huecos que produzcan falsas medidas.

- **Transductores de velocidad**

Son conocidos también como sensores sísmicos. Consisten en la inducción de corriente realizada por un imán permanente montado en un resorte de constante conocida, dentro de un conjunto de bobinas.



**Figura .:** Transductor de velocidad (Referencia [8] Pág.48).

#### Ventajas:

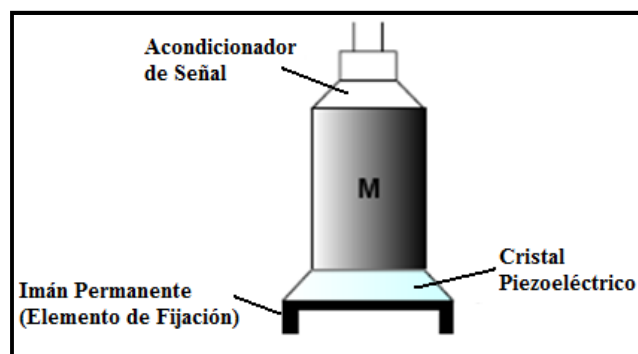
- Debido al movimiento del imán, el sensor no requiere de alimentación externa de corriente para funcionar.
- El rango de frecuencias aplicable es de hasta 2000 Hz.

#### Desventajas:

- Son transductores por lo general voluminosos.
- Requieren calibración periódica.
- Ya no son comunes en la industria.
- Este tipo de sensor se puede utilizar en instalaciones fijas únicamente.

- **Acelerómetros**

El principio de funcionamiento se basa en un cristal piezoeléctrico que es sometido a las fuerzas de aceleración producidas por la vibración de una masa conocida, generando una pequeña señal de voltaje. Este tipo de transductor de simple integración es el que se utiliza para el monitoreo de los compresores de tornillo.



**Figura .:** Transductor de aceleración (acelerómetro), (Referencia [8] Pág.49).



#### Ventajas:

- Es un equipo compacto.
- Puede ser montado de forma temporal, semi-permanente o permanente.
- Gran diversidad de rangos y frecuencias disponibles.
- Pueden ser modificados para convertir la señal de aceleración a velocidad antes de que se transmita el voltaje por el cable

#### Desventajas:

- La señal generada requiere de acondicionamiento.
- Son relativamente costosos.
- Son sensibles a impacto y temperatura.

#### **4.2.3. Metodología de la técnica de monitoreo de vibraciones en los compresores tornillo.**

La esencia del estudio de vibraciones es realizar el análisis de las mismas. El análisis de datos consta de dos etapas: adquisición e interpretación de los datos obtenidos al medir la vibración de la máquina. El fin a alcanzar es determinar las condiciones mecánicas del equipo y detectar posibles fallos específicos, mecánicos o funcionales.

La adquisición de datos es el primer y principal paso a dar para hacer un análisis de vibraciones. Los datos a tomar, desplazamiento, velocidad o aceleración dependerán de la velocidad de la máquina, de acuerdo con su relación equivalente de frecuencia ( $\text{rpm}=\text{cpm}$ ). Así, para bajas rpm, se tomarán datos de desplazamientos. Para velocidades

que estén dentro del orden de 600 y 60.000 rpm, se medirán velocidades. Y para los que sean de orden superior, los datos a tomar serán aceleraciones.

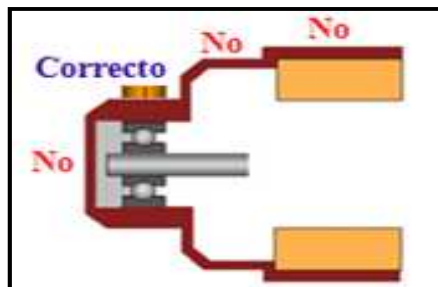
#### **4.2.3.1. Pasos a seguir en la adquisición de datos.**

- a) Determinación de las características de diseño y funcionamiento de la máquina en hojas de registro, entre estos se tiene: velocidad de rotación de la máquina, tipo de rodamiento, engranaje y condiciones del entorno en que esté situada como es el tipo de apoyo, acoplamientos, ruido, etc. También habrá que tener en cuenta las condiciones de funcionamiento como velocidad y cargas entre otras que normalmente afectarán a las mediciones de vibración

También se debe determinar la finalidad de la medición de vibración que podrá ser:

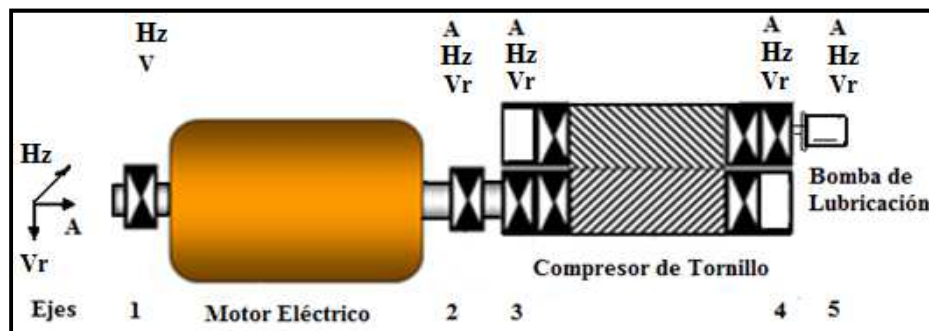
- Medidas de rutina para detectaren un momento determinado un posible fallo y determinar las causas que lo originan.
- Medidas para crear un histórico de datos y con él obtener un valor de base, sobre el que estará el valor de vibración que deba tener la máquina cuando sus condiciones de trabajo sean normales.
- Toma de datos antes y después de una reparación, la medida de antes pondrá de manifiesto el problema, elemento defectuoso y será más eficaz así su reparación. Después de la reparación se tomarán medidas que indiquen la evolución del elemento sustituido o la corrección del defecto existente.

- b) Selección de los parámetros de medición: desplazamiento, velocidad, aceleración. Ellos determinarán el transductor a utilizar.
- c) Determinación de posición y dirección de las medidas con los transductores, la vibración se tomará generalmente en rodamientos de la máquina o puntos donde sea más probable un fallo por acoplamiento, equilibrio, puntos donde se transmitan las fuerzas vibratorias.



**Figura .:** Ubicación del transductor en la dirección radial (horizontal),  
(Referencia [8] Pág.66).

Los tres sentidos principales en una medición son horizontales, verticales y axiales. Sentidos radiales son horizontales y verticales, y se toman a 90 grados respecto al eje de rotación, y en sentido axial paralelo al eje como se observa en la Figura 75.



**Figura .:** Ubicación y dirección del traductor de vibración en el compresor de tornillo.

- d) Selección del instrumento de medición y transductores.

- e) Determinación del tipo específico de datos requeridos para la interpretación de las medidas realizadas. Así se ahorrará tiempo a la hora de realizar las medidas y se obtendrá de estas, información más útil en el análisis.

Los datos obtenidos pueden ser: valores de magnitud total, espectro de frecuencias amplitud-frecuencia que indica el tipo de problema existente, amplitud-tiempo para vibraciones transitorias rápidas o vibraciones muy lentas, spike energy en rodamientos, engranajes y problemas de cavitación.

- f) Toma de datos. Paso esencial en el análisis, precisa de atención y fiabilidad de las medidas tomadas. A la hora de la adquisición de datos es importante tener en cuenta:

- Secuencias de medición, tomar datos correctos y lo más rápido posible.
- Lugar de toma de datos siempre será el mismo, con el transductor unido de una forma firme, para la veracidad de los datos.
- Seguimiento de la máquina, es decir, mantener un contacto con los operarios que trabajan con ella y los de mantenimiento, ellos serán las personas que conocen acerca de la máquina.
- Controlar el entorno exterior de la máquina, aspecto, ruido, etc.
- Atender tendencias inesperadas. Estar preparado para tomar más datos, medidas cuando pueda haber signos de algún problema.
- Mantener sólo datos coherentes, tomados con precisión.
- Comparar con máquinas similares y en igual forma de trabajo.
- Evitar golpes y sobrecalentamiento de los transductores.

Por tanto, se puede decir que la toma de datos es un paso esencial para un buen análisis de vibraciones. Para una buena interpretación de los datos es necesario tener unos datos fiables que hayan sido tomados de una forma metódica y precisa. Así podrá hacerse un diagnóstico de algún problema lo más exacto posible.



**Figura .:** Toma de mediciones de vibración del compresor de tornillo.

Una vez obtenidos de una forma metódica y precisa los datos de vibraciones de una máquina donde se ha detectado un problema, procederemos al análisis de los datos. Para ello es necesario identificar cual ha sido su causa y así buscar la forma y momento de reparación más eficiente, es decir, que elimine el fallo y su costo económico sea el mínimo posible.

El estudio de los datos de vibraciones, de sus espectros es la base para encontrar las causas y la forma de corregir el defecto que ellas indican. Sólo es importante prestar especial atención a las vibraciones que vayan acompañadas de otros efectos como ruido, pérdida de aceite o cualquier fallo, o bien los valores de amplitudes que sean excesivos comparados con otros en funcionamiento correcto, las fallas que se pueden determinar en el espectro son:

- 40% de los problemas se debe a desequilibrio.
- 30% debido a desalineación (en máquinas acopladas).
- 30% debido a problemas en correas y poleas y engranajes.
- 20% debido a resonancias.
- 10% debido a los rodamientos.
- 10% debido a otras causas (cavitación, remolino de aceite, holguras o juegos mecánicos, problemas eléctricos, etc).

Por lo tanto, un análisis racional de vibraciones en maquinarias debería comenzar analizando los problemas de mayor frecuencia estadística. En el anexo 13 se encuentran las fallas más frecuentes detectadas por vibración en los compresores de tornillo.

#### **4.3. Características de la técnica aplicada en el análisis de aceite.**

El análisis de aceite (AA) consiste en una serie de pruebas de laboratorio que se usan para evaluar la condición de los lubricantes usados. Al estudiar los resultados del análisis se obtiene la información suficiente que permita tomar decisiones en cuanto a la necesidad de cambiar el lubricante ó de someterlo a un proceso de filtración ó de diálisis. Con este análisis también se puede elaborar un diagnóstico sobre la condición de desgaste del equipo y sus componentes.

#### **4.3.1. Objetivos.**

- Control de la degradación del lubricante.
- Monitorear daño mecánico de componentes. (Desgaste).
- Control de contaminantes por sólidos, fluidos o gases.
- Verificar que se está usando el lubricante adecuado.

#### **4.3.2. Consideraciones para el muestreo.**

- Las muestras deben ser tomadas del aceite en circulación y con el motor en operación.
- La muestra debe ser tomada antes del equipo de filtrado.
- Es recomendable tomar la muestra antes de reponer aceite al motor.
- En zonas de flujo turbulento (no lineal).
- La primera muestra de aceite que se tome al abrir la válvula no debe considerarse, sino la siguiente, porque, de lo contrario, se estaría analizando el aceite acumulado en esa sección de la tubería.
- Utilizar botellas de muestras limpias y limpiar la línea de muestra antes de tomar la muestra (purga), la cantidad adecuada de la muestra es de 0,75 a 1 litro.
- Las frecuencias de muestreo comienzan desde las 250 horas.
- El recipiente empleado para la muestra debe ir debidamente marcado para su completa identificación. Los datos que se deben especificar con la muestra de aceites son:

Nombre de la empresa, horómetro del lubricante y de la maquina, marca, modelo, tag y combustible del equipo, fecha de toma de la muestra de aceite, nombre y marca del aceite, volumen de aceite (cárter) que utiliza el equipo. Las muestras deben enviarse inmediatamente.



**Figura .:** Frasco de toma de muestra de aceite y etiqueta de información.

#### 4.3.3. Pruebas de laboratorio para el análisis de aceite usado.

Las pruebas más utilizadas se presentan en la siguiente tabla:

**Tabla .:** PRUEBAS DEL ANÁLISIS DE ACEITE Y SU ENFOQUE.<sup>18</sup>

ANÁLISIS DE ACEITE	OBJETIVO	RESULTADO ESPERADO
Viscosidad	Salud del lubricante	Estable
Numero de neutralización	Degradación del lubricante	Tendencia decreciente
Punto de inflamación	Contaminación	Estable
Análisis de elementos por emisión atómica	Degradación de aditivos Contaminación metales de desgaste	Decremento suave negativo Negativo-tendencia
FTIR – Análisis infrarrojo	Degradación de aditivos contaminación	Decremento suave negativo
Conteo de partículas	Contaminación y/o desgaste	Estable en la meta establecida
Análisis de humedad	Contaminación	Negativo
Densidad ferrosa o partículas ferrosas	Desgaste	Decremento o estable
Ferrografía analítica	Localización del tipo de desgaste presente	Identificación del tipo de desgaste, procedencia y causa
Resistencia a la oxidación RPVOT	Salud del lubricante	Estable
Pruebas de membrana y gota	Salud del lubricante, contaminación y desgaste	Conservación de aditivos negativo negativo-estable

<sup>18</sup> Tabla obtenida de: Benítez Hernández Luis Eduardo, análisis de fallas por lubricación, curso inspector de tribología y lubricación.



En el caso de los compresores de análisis se realizan las siguientes pruebas:

#### 4.3.3.1. Análisis físico de la viscosidad cinemática.

La viscosidad es un factor importante para predecir el desempeño la fatiga de cojinetes y engranajes. En la viscosidad cinemática según norma ASTM D-445 a 100 °C, se mide el tiempo para que un volumen fijo de líquido pueda fluir a través de un capilar de vidrio calibrado. Se debe tomar en cuenta el factor de calibración del viscosímetro. Se expresa en centistokes cSt ( $\text{mm}^2/\text{s}$ ).



**Figura .:** Equipo para medir visc. cinemática a 40°C y 100°C. (Referencia [12] Pág.52)

#### 4.3.3.2. Análisis químico del número de base total.

El TBN (Total number base, por sus siglas en inglés) mide la reserva alcalina del aceite lubricante. El TBN es básicamente una medida del potencial que tiene el aceite para neutralizar los ácidos que se vayan formando (azufre, cloro y bromo).



**Figura .:** Potenciómetro para determinar TBN. (Referencia [12] Pág.53)

Niveles bajos de TBN pueden conllevar a una corrosión ácida, esto incrementa la tasa de desgaste y reduce la vida útil de sus componentes. Niveles altos de número base, puede formar depósitos en el compresor. Se lo realiza con el método ASTM D-2896, D-4739, y se lo mide en miligramos de hidróxido de potasio por gramo de la muestra de aceite (mg KOH /g).

#### 4.3.3.3. Análisis espectrográfico.

Es un análisis químico que se realiza con un equipo espectrográfico mediante el método ASTM D-5185. Con este tipo de unidad se determina el contenido de metales, combustible y aditivo en una muestra de aceite del compresor. Este instrumento mide en partes por millón (ppm). Un aceite puede ser aceptable desde el punto de vista físico-químico, pero si el contenido de metales está por encima de la tendencia normal de desgaste, será necesario cambiar de aceite.



**Figura .:** Analizador espectrográfico. (Referencia [12] Pág.55)

Los elementos que generalmente se detectan son:

##### a) Elementos de desgaste

**Hierro:** Indica desgastes de los pistones, camisas del cilindro y cigüeñal. El aceite fresco también puede contener pequeñas cantidades de hierro (<15ppm) que puede proceder de los mezcladores, tanques de aceite.

**Cobre, níquel y estaño:** Puede contaminar el aceite por medio del desgaste de los cojinetes y buje de la cruceta.

**Cromo:** Indica desgaste de los anillos del pistón y las empaquetaduras.

**Plomo:** Puede estar presente en las capas superiores de los cojinetes.

**Aluminio:** Las fuentes más probables son los muñones de banda y biela

**b) Elementos por contaminación.**

**Vanadio y níquel:** El combustible pesado es normalmente la fuente de vanadio y níquel en el aceite.

**Silicio:** El origen generalmente es residuos del polvo o tierra, también el silicio es utilizado como un antiespumante a base de metilsilicona utilizado en los lubricantes.

**Sodio:** La fuente principal de Sodio en el aceite es el combustible pesado, pero la presencia de sodio también puede indicar que hay una fuga en el circuito cerrado del sistema de enfriamiento. Los aditivos más comunes para el agua de enfriamiento son productos formulados a base de nitritos de sodio + borato de sodio y molibdato de sodio.

**Bario:** La fuente principal es por contaminación por residuos de grasas.

**Boro:** La fuente principal es por contaminación por refrigerante.

**c) Aditivos de los aceites lubricantes.**

**Calcio, fósforo, zinc y magnesio**, se utilizan como aditivos del aceite. El calcio es el que provee de la propiedad desmulsificante, además la cantidad de calcio es dependiente del TBN. El zinc y el fósforo ayuda a inhibir la oxidación, la nitración y a neutralizar los ácidos, como también son aditivos antidesgaste. El magnesio y calcio proveen de la propiedad detergente y dispersante al aceite.

**Tabla .: CONTENIDOS TÍPICOS Y ANORMALES DE LOS ELEMENTOS PRESENTES EN EL ACEITE USADO.** <sup>19</sup>

ELEMENTO	UNIDAD	VALORES TÍPICOS, HFO	NIVELES ANORM. HFO	VALORES TÍPICOS LFO	NIVELES ANORM. LFO
Hierro, Fe	ppm	10 – 40	>50	5-15	>25
Cromo, Cr	ppm	0-3	>5	0-3	>5
Estaño, Sn	ppm	0-3	>5	0-3	>5
Plomo, Pb	ppm	0-3	>5	0-3	>5
Cobre, Cu	ppm	0-5	>10	0-3	>5
Silicio, Si	ppm	10 – 40	<5 o >50	1-15	>20
Sodio, Na	ppm	10 – 50	>100	0-10	>20
Aluminio, Al	ppm	0-10	>20	0-5	>10
Vanadio, V	ppm	1-2*V en Comb	>2* V en Comb	0-3	>5
Níquel, Ni	ppm	1-2*Ni en Comb	>2*Ni en Comb	0-3	>5

HFO, combustible pesado.

LFO, combustible liviano (gas).

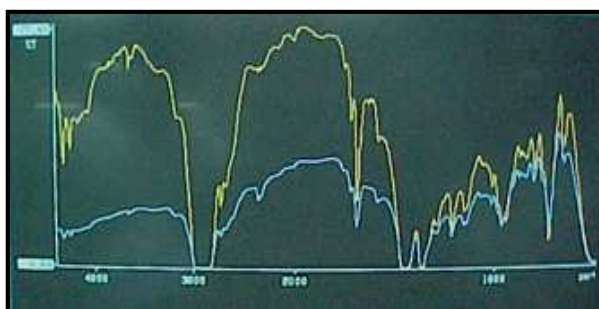
**4.3.3.4. Análisis espectroscópico infrarrojo por transformada de Fourier (FTIR)**

Este método consiste en hacer vibrar las moléculas en respuesta a la estimulación con luz infrarroja la cual pasa a través de una celda que contiene la muestra a analizar.

<sup>19</sup> Tabla del libro introducción a las técnicas de diagnosis y mantenimiento preventivo, Efrén Borrego Amador.

La cantidad de radiación absorbida es directamente proporcional a la concentración de material presente, por lo que podemos cuantitativamente medir muchos componentes a través de la absorbancia/cm y realiza una curva de su comportamiento. Se lo realiza con la norma ASTM- E-1252.

Cada producto nuevo, de acuerdo a su formulación tiene una curva representativa la cual es comparada con el aceite usado con la ayuda de un computador determinándose la diferencia de absorbancia que éstas tienen en el pico de longitudes de ondas determinados.



**Figura .:** Curva representativas del aceite usado (amarillo) y nuevo (azul).

(Referencia [12] Pág.55)

Los productos de contaminación y degradación absorben luz infrarroja y dependiendo de la longitud de onda es el producto a analizar (Referencia [12] Pág.55), así se tiene:

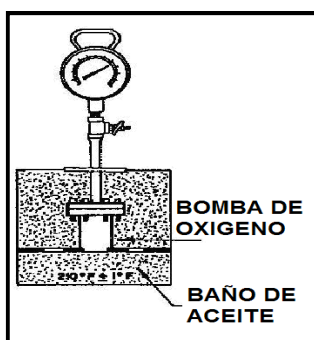
- Porcentaje de agua, absorben a 3448  $\text{cm}^{-1}$ . Límite 0,3% por volumen o peso.
- Índice de hollín, absorben a 4000  $\text{cm}^{-1}$ . Resultado normal: hasta 2,5 (a dimensional).
- Oxidación, absorben a 1709  $\text{cm}^{-1}$ , Resultado normal: hasta 15 (abs/cm).
- Nitración, absorben a 1631  $\text{cm}^{-1}$ , Límite general: 20 a 30 (abs/cm).
- También se obtiene el contenido de insolubles, residuos de carbono y ceniza.

- **El porcentaje de agua.**

Agua en el aceite es perjudicial para la lubricación. Si se incrementa el número de moléculas de agua en el aceite, este se satura tomando un aspecto turbio y agua libre aparece en el aceite. Los efectos de estas reacciones son productos secundarios indeseables, tales como barnizado, laqueado, lodos, ácidos orgánico e inorgánicos, depósitos en las superficies y espesado del lubricante (polimerización). El contenido máximo de agua en el aceite es de 0,3% por volumen o peso. Se puede realizar una prueba específica para determinar el porcentaje de agua en el aceite a través de la norma ASTM-D-95, D-96, D-1744 y D-6306.

- **La oxidación.**

La oxidación es la degradación de las propiedades del aceite. Se suelen aplicar pruebas específicas para la oxidación del aceite, las normas ASTM D-943 y ASTM D-2272.



**Figura .:** Equipo para probar la estabilidad a la oxidación (Referencia [12] Pág.57).

#### 4.3.4. Metodología de la técnica SACODE.

##### 4.3.4.1. Definición.

Es una técnica que a través del seguimiento sistemático de un método de interpretación, da las bases necesarias para realizar una correcta interpretación de los resultados del análisis de aceite (AA).

La sigla SACODE indica el orden con el cual se revisarán las tres categorías del análisis de aceite: SA para “Salud”, CO para “Contaminación” y DE para “Desgaste”.

**Salud:** Son aquellos cambios relacionados con el aceite en sí, por ejemplo: viscosidad, contenido de aditivos (P, Zn, Ca, Mg, Ba, etc.), oxidación, sulfatación, nitración, punto de inflamación, índice de viscosidad, TBN, TBA, etc.

**Contaminación:** Son todos aquellos contaminantes presentes en el lubricante, tales como: partículas de tierra y polvo (Si), agua, solventes, combustibles, materiales del proceso (cemento, plástico, etc.), otros aceites lubricantes, hollín, refrigerante, etc.

**Desgaste:** Partículas procedentes de la maquinaria, como Fe, Cu, Sn, Al, Cr, etc.

#### 4.3.4.2. Límites condenatorios.

**Línea base (LB):** Son las características originales del aceite nuevo que se utilizará en la lubricación del equipo como viscosidad, número ácido total, el TBN; el contenido de aditivos fósforo, zinc, calcio, magnesio, boro, silicio.

**Límites objetivos:** Son aquellos que se establecen como un valor predeterminado que se está buscando obtener.

**Límites de precaución:** Señalan una condición por sobre la cual se tiene una situación anormal y una acción es necesaria (seguimiento).

**Límites críticos:** Señalan una condición por sobre la cual se tiene una situación crítica y se requiere tomar una acción inmediata.

**Límites de envejecimiento:** Grado máximo de acidez, de oxidación, de sulfatación, de nitración, de nivel de aditivos, etc.

**Límites de tasa de cambio:** Miden el cambio de una característica respecto al tiempo o al uso, por ejemplo: ppm Fe/hora, ppm Cu/hora, etc.



#### 4.3.4.3. Establecimiento de límites y análisis de datos.

- **Criterios para el establecimiento de límites.**

Hay varias formas de establecer los límites, para esto primero es necesario determinar si el parámetro es independiente o dependiente del tiempo. Si este valor en un momento determinado no aumenta ni disminuye proporcionalmente con el tiempo de uso, entonces es independiente del tiempo. El parámetro es dependiente del tiempo si sucede lo contrario, cuando su aumento o disminución es proporcional al tiempo.

- Para los parámetros dependientes del tiempo se usa el análisis estadístico y donde sean aplicables se realiza las normalizaciones por tiempo y por compensación de aceite a los datos recolectados del análisis de aceite.
- Los parámetros de desgaste son dependientes del tiempo y se normalizan por tiempo y por compensación de aceite. Luego se establecen límites mediante el análisis estadístico. Estos límites pueden escogerse en lugar de los límites de tasa de cambio.
- Para los parámetros independientes del tiempo se consideran los límites establecidos por el fabricante de la máquina y/o del lubricante, hay técnicas que permiten mejorar estas especificaciones basadas en la experiencia de vida útil del aceite y de la máquina.
- Para los parámetros independientes del tiempo que pueden controlarse directamente e inmediatamente (Proactivo), como la contaminación por agua y las partículas contaminantes, se toman decisiones proactivas respecto al aceite y a la máquina, esto ayudará a prevenir daños tomando acciones a tiempo.
- Para los parámetros independientes del tiempo que se controlan indirectamente con los límites establecidos por el fabricante de la máquina y/o el aceite (Reactivo), como por

ejemplo para el TBN, la viscosidad y los aditivos, se toman acciones reactivas como el inmediato cambio de aceite (Condena el aceite).

- Todos los parámetros pueden ser analizados con los límites de tasa de cambio. Se debe previamente normalizar por compensación de aceite a los parámetros que sea posible.
- Hay parámetros que pueden tener a la vez límite dependiente e independiente del tiempo. Por ejemplo, la viscosidad tiene un límite de acción reactiva establecido por el fabricante y un límite de tasa de cambio que controla las variaciones anormales en el tiempo.

**Tabla .: CRITERIOS PARA EL ESTABLECIMIENTO DE LÍMITES.**<sup>20</sup>

	<b>LÍMITES</b>			
	<b>INDEPENDIENTE DEL TIEMPO</b> (Usar límites del fabricante)		<b>DEPENDIENTE DEL TIEMPO</b> (Usar límites estadístico)	
Descripción	Directamente controlable (Proactivo)	Indirectamente controlable (Reactivo)	Tasa de cambio	Normalización por tiempo y compensación
Conteo de partículas	X		X	
Humedad	X		X	
TBN/TAN		<b>X</b>	X	
Viscosidad		<b>X</b>	x	
Aditivos		x	<b>X</b>	
Contaminantes	x	<b>X</b>	<b>X</b>	
Metales de desgaste			<b>X</b>	x
Punto de inflamación		x	x	

<sup>20</sup> Tabla del paper “Understanding Time – dependent- limits”, de Noria Corporation, Practicing Oil Analysis Magazine.

- **Tasa de cambio**

Se utiliza para los parámetros que dependen del tiempo y que en el LB empiezan desde cero o que durante el uso del aceite estos tienden a cero, como es el caso de los aditivos, contaminantes y elementos de desgaste. La tendencia de la tasa de cambio normalizada permite visualizar con mayor claridad los cambios que sufre cada parámetro con respecto al tiempo. Para calcular la tasa de cambio de un parámetro se utiliza la siguiente fórmula:

$$\dot{x} = \frac{x_o - x_{-1}}{t_o - t_{-1}} \quad (4.1)$$

Donde,

$\dot{x}$  = Tasa de cambio.  $t_o$  = Horómetro de la muestra actual.

$x_o$  = Parámetro de la muestra actual.  $t_{-1}$  = Horómetro de la muestra anterior.

$x_{-1}$  = Parámetro de la muestra anterior.

Esta fórmula tiene limitaciones cuando se aplica para la primera muestra luego del cambio de aceite, en este caso para  $x_{-1}$  se deberá considerar el valor de la línea base (LB).

- **Normalización.**

Existen dos situaciones en las que se debe normalizar los datos originales del análisis de aceite. Cuando las muestras han sido recolectadas en intervalos de tiempo distintos al objetivo y cuando se han realizado compensaciones de aceite en el motor entre muestras. Es conveniente hacer estos ajustes para evitar llegar a conclusiones erróneas.

- a) La normalización para intervalos de tiempo distintos al objetivo se obtiene aplicando una regla de tres, si las muestras fueron tomadas fuera del rango +/-10% del período establecido. Se utiliza la siguientes fórmulas:

$$N_t = \frac{t_s}{t_p} \quad (4.2)$$

Donde,

$t_s$  = Tiempo estándar definido del muestreo.

$t_p$  = Tiempo que el aceite ha estado en uso.

Entonces la Tasa de cambio normalizada por tiempo ( $\dot{x}_t$ ) es igual a:

$$\dot{x}_t = \dot{x} \cdot N_t \quad (4.3)$$

- b) La normalización para compensaciones de aceite se obtiene relacionando la capacidad del cárter y sumando todas las compensaciones realizadas entre la última muestra tomada y la muestra actual. Se utiliza la siguientes fórmulas:

$$N_m = 1 + \frac{V}{V} \quad (4.4)$$

Donde,

$N_m$  = Factor de normalización por compensación de aceite.

$V$  = Capacidad del cárter (litros).

$V$  = Volumen total de aceite compensado (litros).

Entonces la Tasa de cambio normalizada por aceite compensado (  $\dot{x}_m$  ) es igual a:

$$\dot{x}_m = \dot{x} \cdot N_m \quad (4.5)$$

- Para normalizar un mismo dato por compensación de aceite y por tiempo utilizamos:

$$\dot{x}_{tm} = \dot{x} \cdot N_t \cdot N_m \quad (4.6)$$

Donde,

$\dot{x}_{tm}$  = Tasa de cambio normalizada por compensación y por tiempo.

Es importante mencionar que se puede aplicar la normalización a los datos originales o a la tasa de cambio. Además, no todos los parámetros normalizados por compensación se deben normalizar por tiempo, como la viscosidad y los elementos contaminantes del aceite.

- **Límites estadísticos**

Son límites basados en desviaciones y promedios de los resultados de los análisis de laboratorio en condiciones normalizadas. Se los obtiene calculando el valor promedio y la desviación estándar de los análisis anteriores del equipo o equipos de idénticas características y condiciones de monitoreo.

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad , \quad \sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n}} \quad (4.7 \text{ y } 4.8)$$

Donde,

$\bar{x}$  = Media de la muestra (promedio).  $n$  = Número total de muestras.  
 $\sigma$  = Desviación estándar muestra.  $x_i$  = Valor de cada muestra

**Tabla .:** FORMULAS PARA ESTABLECIMIENTO DE LÍMITES ESTADÍSTICOS.<sup>21</sup>

<b>Valor Normal</b>	$\bar{x}$
<b>Límite Alarma</b>	$\bar{x} + \sigma$
<b>Límite Crítico</b>	$\bar{x} + 2 \cdot \sigma$

#### 4.3.4.4. Procedimiento que se utiliza en la técnica SACODE.

- Leer y considerar toda la información referente al equipo de análisis.
- Tomar nota de todos los detalles referentes al muestreo, el lugar por donde se toma la muestra, las condiciones, describir si la máquina estaba en operación, describir forma en que fue tomada la muestra: por puerto o por válvula de muestreo, en un codo en línea de retorno, antes o después de los filtros, describir si se purgó la cantidad suficiente, etc. Deberá tomarse en consideración toda la información disponible a objeto de incluirla en el momento de obtener conclusiones.



**Figura .:** Lugar de toma de muestra de aceite en los compresores C 3020 y C 3121A.

<sup>21</sup> Tabla del paper “Understanding Time – dependent- limits”, de Noria Corporation, Practicing Oil Analysis Magazine.

- c) Observar el tipo de maquinaria, la industria en la que opera, el ambiente de trabajo del equipo, etc.
- d) Normalizar la información si hace falta.
- e) Identificar cada parámetro, con el código SACODE: salud (S), contaminación (C) y desgaste (D). Poner letra a la izquierda de cada dato de la línea base y la última muestra reportada.
- f) Revisar en el siguiente orden: La información de la LB, la data del último análisis y la data de las diferentes muestras a lo largo del tiempo (tendencias).
- g) Establecer límites con la información de la LB, los datos del fabricante, las fórmulas estadísticas y los criterios para identificar los parámetros dependientes e independientes del tiempo. Calcular y establecer los límites de precaución y críticos para cada parámetro.
- h) Anotar los límites de precaución y crítico a la derecha de cada parámetro.
- i) Iniciar la lectura primero en cuanto a las propiedades de SALUD, segundo los datos relacionados a la CONTAMINACIÓN y al final, los datos correspondientes al DESGASTE.
- j) Clasificar los datos en:
  - Dato normal, dentro de límites precautorios.
  - Datos con tendencia, aún está dentro de límites normales o críticos, pero muestra una especial tendencia, ya sea de incremento o de disminución.
  - Dato anormal y crítico: denominados “pivotes” y servirán como puntos base de referencia para la calificación del reporte. Son los que están fuera del límite crítico o por encima del límite de dos desviaciones estándar o cuando se tienen tres valores consecutivos por encima del límite de una desviación estándar (aunque esté

por debajo del límite de dos desviaciones estándar). En este proceso debe detenerse en el primer valor anormal que resulte y marcarlo como “Pivote #1”.

- k) Leer el historial para tal propiedad (información de muestras anteriores). Continuar este proceso, de tal forma que primero se recorrerán todos los datos de salud, después los de contaminación y al final los de desgaste. Es posible, dependiendo del estado de la muestra, el obtener varios pivotes en cada una de las dimensiones (SA-CO-DE).
- l) Anotar las conclusiones parciales: en cada dato y continúese en el orden establecido.
- m) Reunir anotaciones y analizar si los pivotes o datos con tendencia se relacionan entre sí y se emite un reporte de lo encontrado.

### **Recomendaciones.**

- En las conclusiones debe mantenerse siempre en el contexto de los hechos, si es necesario se recomienda hacer una investigación de campo.
- Se deben plantear acciones para qué hacer con el lubricante y qué hacer con el equipo.
- No hay que dirigir la atención directamente en los datos de desgaste pues no es lo más conveniente. Se debe enfocar en los efectos y no en las causas.
- Se debe utilizar el código de colores.

**Tabla .: CÓDIGO DE COLORES.**<sup>22</sup>

CÓDIGO	CONDICIÓN	ACCIÓN
<b>VERDE</b>	Normal	No requiere
<b>AMARILLO</b>	Anormal	Sí requiere (Seguimiento)
<b>ROJO</b>	Crítica	Inmediata

<sup>22</sup> Tabla del paper “Understanding Time – dependent- limits”, de Noria Corporation, Practicing Oil Analysis Magazine.



## **CAPÍTULO V**

### **5. PRESENTACIÓN DE RESULTADOS Y ANÁLISIS**

#### **5.1. Introducción**

El objetivo de este capítulo es mostrar en forma clara, los resultados que se obtienen del análisis del mantenimiento basado en condición de los equipos de análisis, usando para este fin datos reales recolectados de los compresores reciprocantes y de tornillo a gas utilizados para el sistema de generación eléctrica en la compañía de REPSOL en el Bloque 16, con su respectivo análisis, aplicando la metodología del capítulo anterior.

Además se expondrán casos reales de daños catastróficos sufridos en los equipos de análisis, que ponen de manifiesto la realización de un correcto análisis de mantenimiento predictivo.

#### **5.2. Descripción de los equipos de monitoreo.**

Se analizaran los compresores a gas reciprocantes y de tornillo utilizados en el sistema de generación eléctrica en la planta. Los compresores de tornillo son de similar característica por lo que se analizar el que presenta mayor problema de funcionamiento que es el compresor Cardner Denver SSY G99C (C 2067 C), mientras que en los compresores reciprocantes se analizara el de mayor capacidad y funcionamiento que es el

compresor Ariel JGJ/2 (C 3121A). Estos compresores poseen un sistema de enfriamiento por medio de un intercambiador de calor, también poseen separadores de gas - agua llamados (Scrubber).

### 5.2.1. Características de los equipos de monitoreo

A continuación se tiene las características principales de los compresores de análisis.

**Tabla .:** DATOS GENERALES DE LOS COMPRESORES.<sup>23</sup>

<b>Compresores a gas</b>		
<b>Datos</b>	<b>Compresor</b>	
Tipo	Tornillo (doble)	Reciprocante
TAG.	C 2067 C	C 3121 A
Marca	Cardner Denver	Ariel
Modelo / Serie	SSY G99C	JGJ/2
Número de etapas	1	2
Capacidad (MMFCD)	1,5	5
Velocidad (rpm)	929-2998	900-1800
Potencia máx. (Hp)	660	620
Capacidad del cárter (lts)	90	38

<sup>23</sup> Datos en función de los catálogos del fabricante Garder Denver y Ariel Comporation respectivamente para cada tipo de compresor a gas.

### 5.3. Presentación de resultados del compresor reciprocante.

#### 5.3.1. Presentación de las tendencias del análisis de aceite del compresor C 3121A

##### 5.3.1.1. Consideraciones

Los compresores reciprocantes tienen una frecuencia de muestreo de 250 horas, para lo cual se tiene un forma de control de toma de muestras de aceite (Ver anexo 10); y el cambio de aceite se lo realiza cada 2500 horas o por condición del lubricante, el periodo de monitoreo es desde 07/06/2008 hasta 07/08/2009. La toma de la muestra de aceite se la realiza en los puertos que se encuentran instalados después de la bomba de lubricación y antes de los filtros. El lubricante utilizado como se menciona anteriormente es el aceite mineral Vectis LA 540, y sus datos de fabricante (data sheet) son:

**Tabla .:** DATOS TÉCNICOS DEL FABRICANTE DEL LUBRICANTE.<sup>24</sup>

: ENSAYOS	: UNIDAD	: METODO ASTM	: PRODUCTOS	
			530	540
Grado SAE	----	-----	30	40
Viscosidad a 100 °C	cSt	D-445	11,0	13,0
Indice de Viscosidad	----	D-2270	98	98
Punto de Inflamación	°C	D-92	220	230
Punto de Ecurrimiento	°C	D-97	-18	-15
Número de Base Total (TBN)	mg KOH/g	D-2896	4,5	4,5
Cenizas Sulfatadas	% p	D-874	0,50	0,50

<sup>24</sup> Datos técnicos del aceite Vectis LA 540, [www.ypf.com](http://www.ypf.com).

### 5.3.1.2. Establecimiento de límites para los parámetros de control del aceite.

Los límites se los establece con la metodología de la técnica SACODE mencionada en el capítulo IV, a continuación se detalla el establecimiento del límite de un elemento de desgaste (Fe) del compresor recíprocante C 3121 A.

El hierro y todos los elementos de desgaste se recomienda que se establezca sus límites en forma estadística por que estos datos son dependientes del tiempo.

- Metodología cuando son dependientes del tiempo.

a) Normalizar los datos originales que se obtienen del análisis físico-químico del aceite.

Para el Fe, y todos los demás datos no se necesita normalizar por tiempo ya que las muestras son tomas dentro del rango de +/- 10 % del período establecido de frecuencia de muestreo. Tampoco se normaliza por compensación por que las compensaciones de aceite que se realizan en los compresores son muy bajas. Los datos del análisis de lubricante desde junio de 2008 hasta septiembre de 2009 se encuentran en el anexo 6.

b) Tasa de cambio, que se utiliza cuando son datos dependientes del tiempo.

Utilizado la ecuación 4.1, para el primer dato (muestra 14) se tiene:

$$\dot{x} = \frac{x_o - x_{-1}}{t_o - t_{-1}} = \frac{2,1 - 2}{22637 - 22894}$$

$$\dot{x} = 0,0004$$

En el anexo 7 se tiene la tasa de cambio para los otros datos en el periodo análisis.

## c) Limite estadístico

Utilizando la Ec. 4.7 y 4.8, se tiene:

$$\begin{aligned} \text{Promedio} \quad \bar{x}_{Fe} &= \frac{\sum_{i=1}^{44} Fe_i}{44} \\ \bar{x}_{Fe} &= 1,577 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Desviación estándar} \quad \sigma_{Fe} &= \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{44} (x_{Fei} - \bar{x}_{Fe})^2}{44}} \\ \sigma_{Fe} &= 1,39 \end{aligned}$$

Entonces los límites de Fe son:

**Tabla .: LÍMITES ESTADÍSTICOS DEL FE.**

Límite	Cálculo	Valor
<b>Normal</b>	$\bar{x}_{Fe}$	1,58
<b>Alarma</b>	$\bar{x}_{Fe} + 1 \sigma_{Fe}$	2,95
<b>Crítico</b>	$\bar{x}_{Fe} + 2 \sigma_{Fe}$	4,34

De igual manera se calcula los límites para todos los elementos de desgaste, como también para algunos elementos de salud y contaminación. Mientras que para los datos que no son dependientes del tiempo como son la viscosidad, TBN, porcentaje de agua, hollín, y el vanadio se cálculo su límite en función de recomendaciones y datos del fabricante del aceite (anexo 3). Para la realización de estos cálculos de los límites en los compresores se los hizo en un formato de una hoja de cálculo de Excel, y se tiene los siguientes resultados para el C 3121 A:

**Tabla .:** CODIFICACIÓN DE LOS DATOS EN FUNCIÓN LA TÉCNICA SACODE.

Codificación SACODE
<b>SALUD</b> <b>CONTAMINACIÓN</b> <b>DESGASTE</b>

**Tabla .:** LÍMITES ESTADÍSTICOS DE DATOS ORIGINALES.

Parámetros	Unida	Desviación estándar	Normal	Alarma	Crítico
Fe HIERRO	ppm	1,33	1,533	2,86	4,20
Cu COBRE	ppm	0,59	0,674	1,27	1,86
Pb PLOMO	ppm	0,17	0,775	0,95	1,12
Al ALUMINIO	ppm	0,92	2,326	3,24	4,16
Cr CROMO	ppm	0,42	0,800	1,22	1,65
Ag PLATA	ppm	0,28	0,300	0,58	0,87
Si SILICIO	ppm	3,02	3,932	6,95	9,97
Mg MAGNESIO	ppm	0,65	4,013	3,36	2,72
B BORO	ppm	0,65	1,635	2,28	2,93
Na SODIO	ppm	1,49	3,506	5,00	6,49
Ca CALCIO	ppm	5,70	5,750	11,45	17,14
P FOSFORO	ppm	126,03	1424,813	1298,78	1172,75
Zn ZINC	ppm	32,98	198,896	165,92	132,93
OXIDACIÓN	%	0,02	0,0360	0,0544	0,0728

**Tabla .:** LÍMITES DEL FABRICANTE.

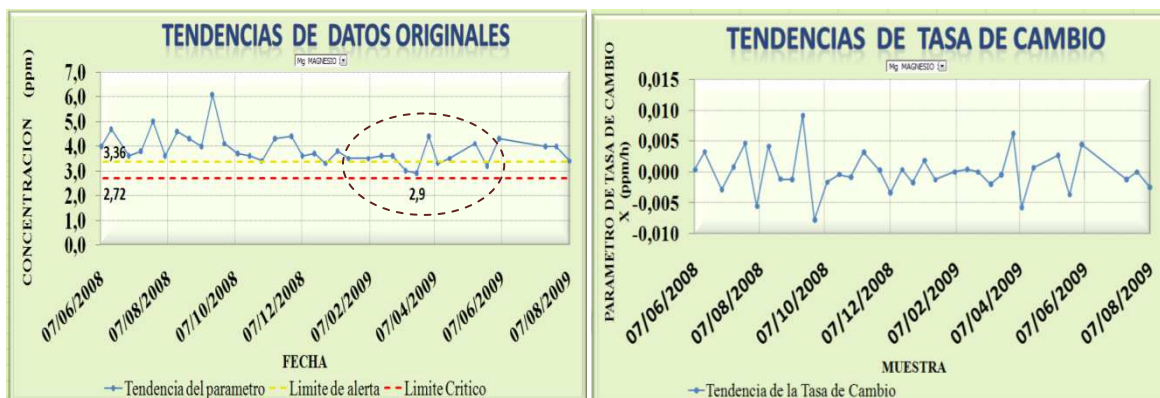
Parámetros	Unidad	Objetivo	Normal	Normal	Alarma	Alarma	Crítico	Crítico
Viscosidad	cSt	13,00	12,50	13,50	11,05	14,95	10,40	16,25
TBN	mg KOH/g Aceite	4,50	4,50		2,70		2,25	

Parámetros	Unida	Normal	Alarma	Crítico
AGUA	%	0,00	0,15	0,30
HOLLÍN	%	0,0053	0,02	0,05
V VANADIO	ppm	0,34	2,50	5,00

### 5.3.1.3. Gráficas de tendencias de los parámetro de análisis de condición del aceite

Vectis LA 540 utilizado en el compresor recíprocante C 3121 A.<sup>25</sup>

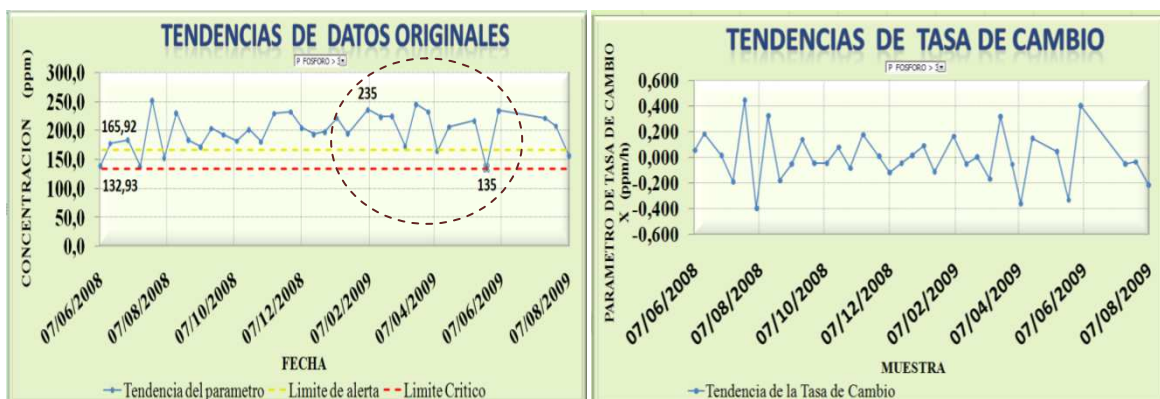
- **Parámetros de salud**



**Figura .:** Tendencia y tasa de cambio del magnesio.

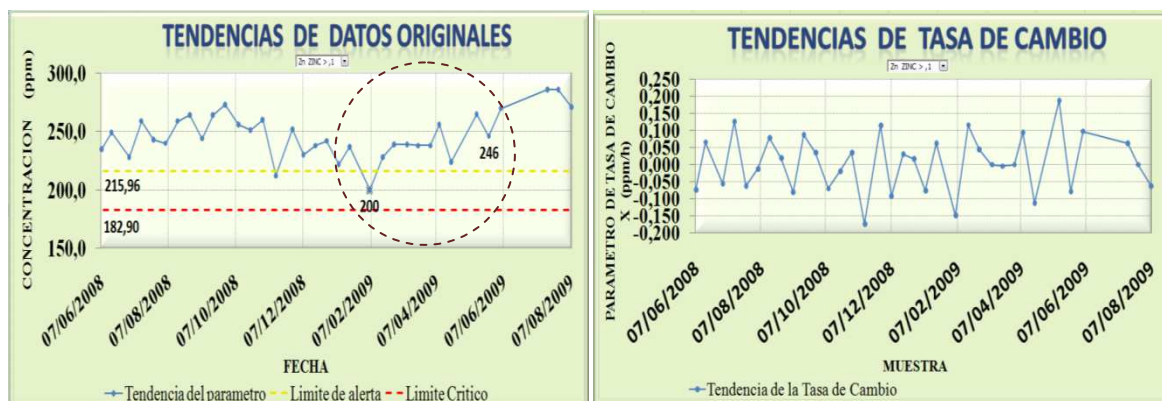


**Figura .:** Tendencia y tasa de cambio del calcio.

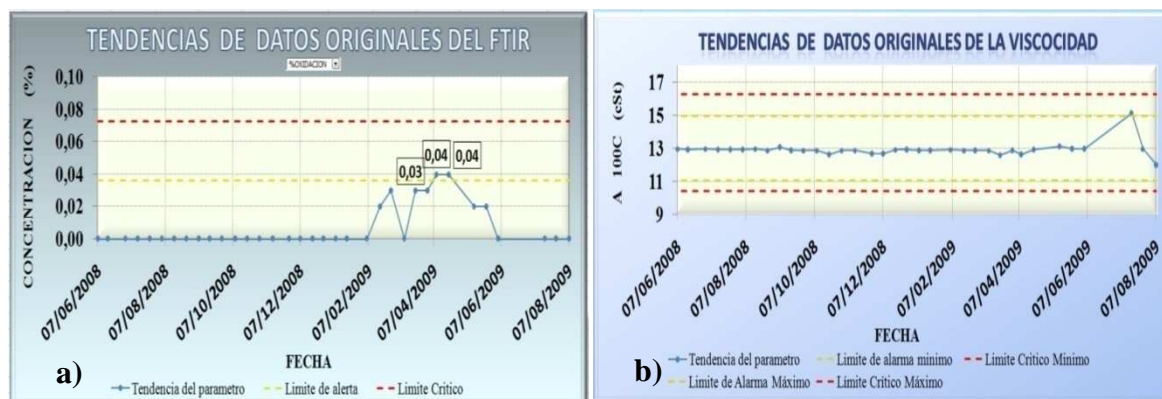


**Figura .:** Tendencia y tasa de cambio del fosforo.

<sup>25</sup> Los datos graficados previamente se los normalizo, cálculo su tasa de cambio y sus respectivos límites.



**Figura .:** Tendencia y tasa de cambio del zinc.



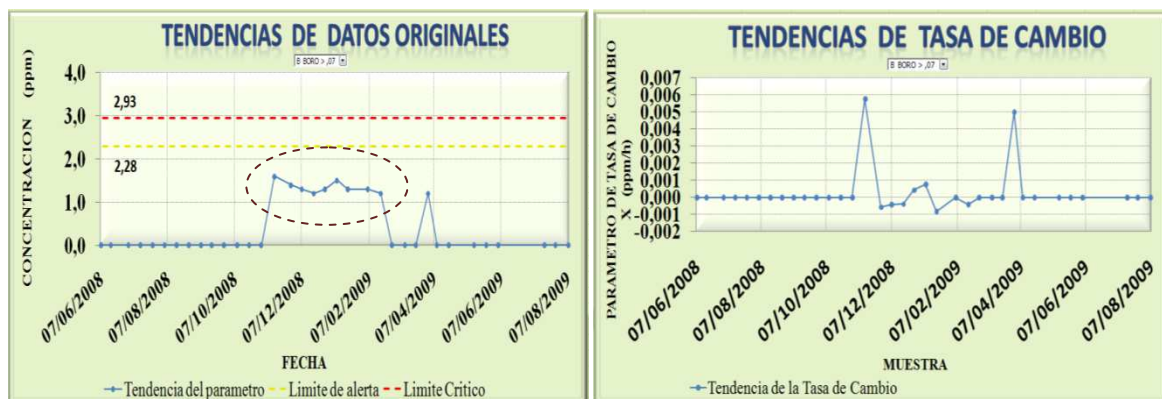
**Figura .:** Tendencia de la oxidación (a) y la viscosidad (b).



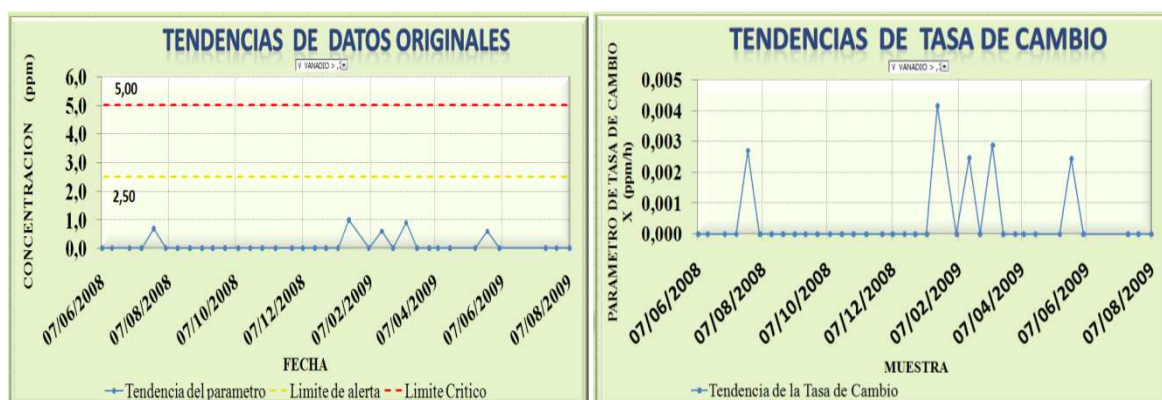
**Figura .:** Tendencia del TBM (Número total ácido).



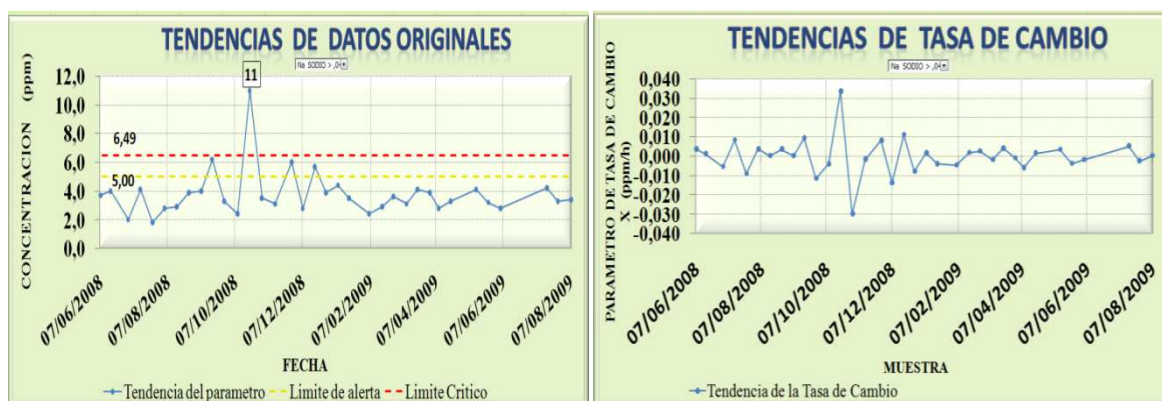
- **Parámetros de contaminación**



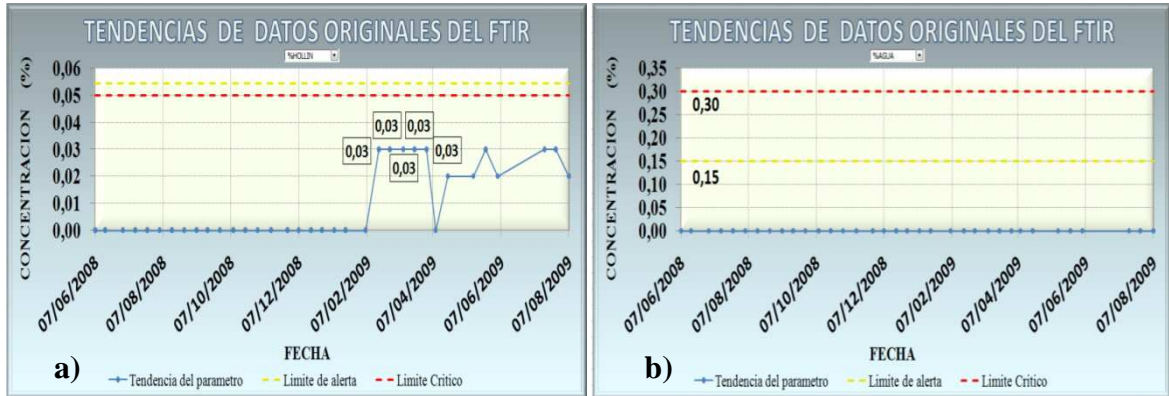
**Figura .:** Tendencia y tasa de cambio del boro.



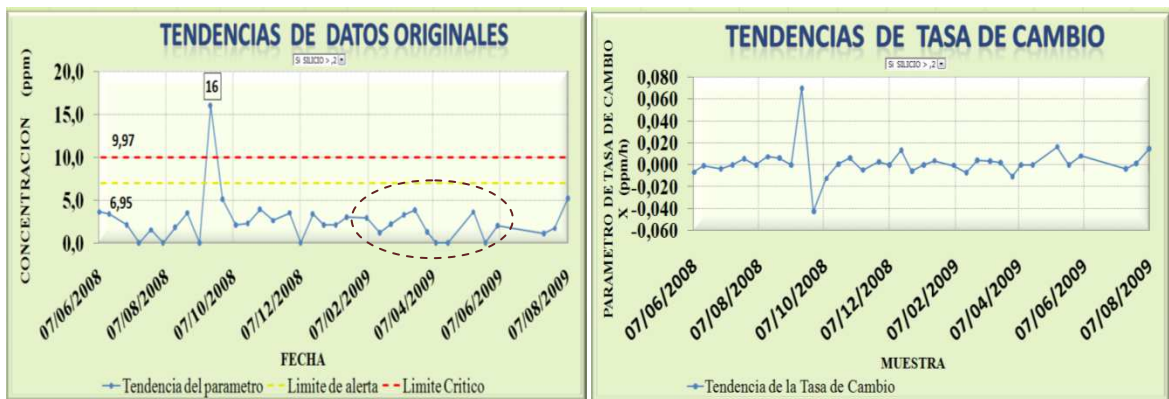
**Figura .:** Tendencia y tasa de cambio del vanadio.



**Figura .:** Tendencia y tasa de cambio del sodio.

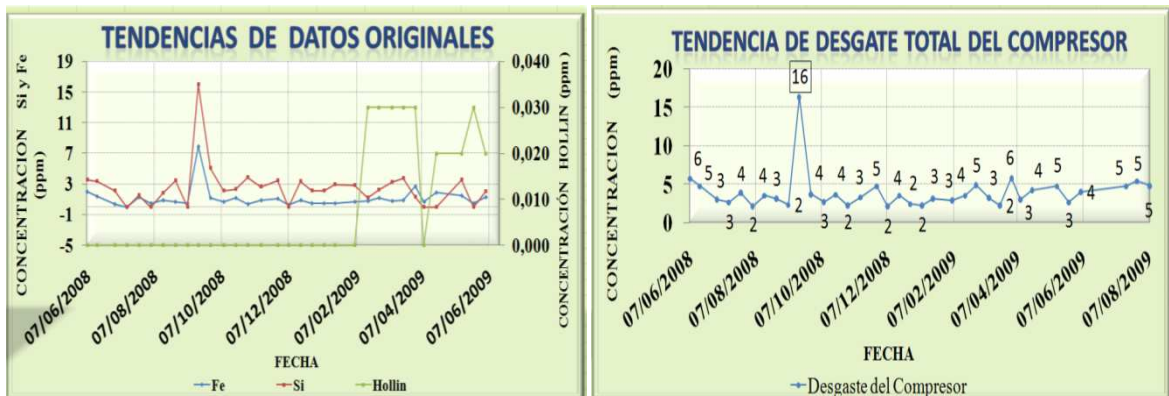


**Figura .:** Tendencia del hollín (a) y del % agua (b).

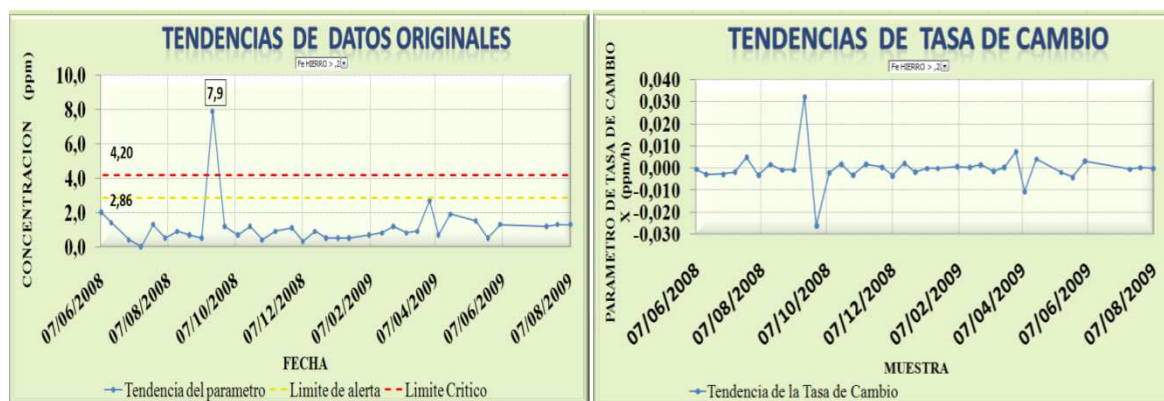


**Figura .:** Tendencia y tasa de cambio del silicio.

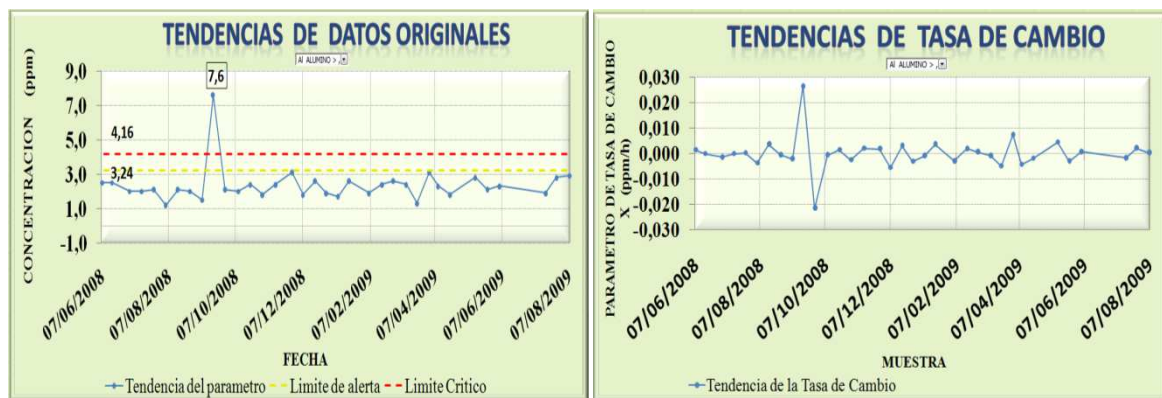
- Parámetros de desgaste**



**Figura .:** Tendencia del hierro, silicio, hollín y tendencia de desgaste total del compresor.



**Figura .:** Tendencia y tasa de cambio del hierro.

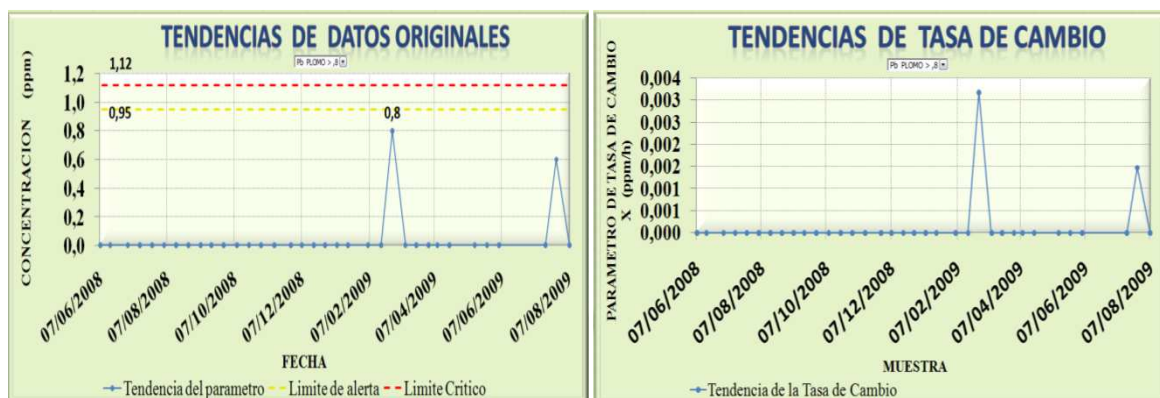


**Figura .:** Tendencia y tasa de cambio del aluminio.



**Figura .:** Tendencia y tasa de cambio del cobre.





**Figura .:** Tendencia y tasa de cambio del plomo.

#### 5.3.1.4. Interpretación y análisis técnico de las tendencias de las propiedades y elementos presentes en el aceite a través de la técnica SACODE.

A continuación se detalla las anomalías que se observa en las gráficas de tendencia de los elementos de análisis de aceite durante el período establecido.

- **En los parámetros de salud (Aditivos, oxidación, viscosidad, TBN) se tiene:**

Con relación a los gráficos de tendencia de los aditivos del lubricante no existen pivotes, es decir no existe valores que se superen en límite crítico. (Ver figs. 5.1, 5.2, 5.3 y 5.4). En la gráfica de tendencia de oxidación existen un incremento anormal desde el 07/02/2009 hasta el 07/06/2009 (Ver fig. 5.5 a). En las gráficas referentes a la viscosidad y el TBN no se observa pivotes. (Ver figs. 5.5 b y 5.6).

El las gráficas de tendencia de los aditivos no existen pivotes pero existen variaciones, es así que en el aditivo Mg y el P tiene valores anormales, es decir fuera del límite de precaución. Mientras que el Ca y el Zn presentan variaciones dentro de lo normal. Los valores más representativos del Mg y el Ca son el 21/03/2009 con un valor de

2,9 y 1293 ppm respectivamente, estos dos compuestos proveen al lubricante la propiedad detergente que evita que se dé una excesiva corrosión de los elementos del compresor. El P y el Zn se encuentran en un valor normal el 21/03/2009 con lo que se compensan en algo las propiedades del aceite; el valores más representativo del P es el 24/05/2009 y del Zn es el 05/02/2009 con un valor de 135 y 200 ppm respectivamente, estos dos compuestos proveen al lubricante la propiedad anti-desgaste y anti-oxidante.

Los aditivos durante el período de análisis se han degradado normalmente con lo que las propiedades aditivas del lubricante que se está utilizando son buenas y se garantiza que se dé un buen funcionamiento de los elementos del compresor.

La gráfica de tendencia de oxidación del lubricante presenta valores anormales que luego se normaliza, esto está en relacionado al Ca y Mg que tuvieron sus valores más bajos durante este período. Esta situación provocaría un aumento de desgates de los elementos móviles del compresor.

Las gráficas de tendencia del TBN y de la viscosidad, que son las propiedades más importantes del lubricante, muestran variaciones dentro de lo normal con lo que se garantiza un buen control de los ácidos producidos en el equipo y que no se afecte a las propiedades del lubricante, los valores más bajos de viscosidad (dentro de lo normal) se dieron en el mismo período que la oxidación tuvo sus valores más altos. El TBN tiene relación con el contenido de Ca, mientras más alto sea su valor, mayor será el contenido de Ca.

- **En los parámetros de contaminación (B, Na, V, Si, % agua, hollín) se tiene:**

En la gráfica de tendencia de los elemento de contaminación B y V no existen pivotes (Ver figs. 5.7 y 5.8). En la gráfica de Na se tiene 1 pivote el 20/10/2008 (Ver fig. 5.9). En el hollín se tiene un incremento dentro de lo normal desde 17/02/2009 hasta 07/08/2009 con valores de 0,03 %, (Ver fig. 5.10 a). En el Si existe 1 pivote el 16/09/2008 (Ver Fig. 5.11). En él % de agua no existen pivotes (Ver fig. 5.10 b).

Se observa que en la gráfica de tendencia del boro no presentan pivotes pero existe un período de incremento desde el 07/12/2008 al 07/02/2009, el cual se encuentra dentro lo normal al igual que sucede con el vanadio que presentan pequeños incrementos normales. Estos incrementos podrían haber sido por causa de contaminación por un refrigerante (B) y por residuos de combustible (vanadio presente en gas).

Con respecto al sodio se observa un pivote con un valor de 11 ppm que podría ser causa de contaminación por residuos de agua, luego de este incremento se produjo variaciones dentro de lo normal. Esta variaciones se deberían reflejarse en él % agua, pero no es así, en la gráfica del % agua no existen ninguna variación con lo que se demuestra que la prueba que se está utilizando para el análisis de laboratorio (FTIR) no es la adecuada, se debería utilizar las prueba ASTM D-6304, D – 95, D – 96 Y D - 1744 que son la más indicada para saber con precisión el contenido de agua ya que su límite máximo es de 0,3%.

En relación al hollín se observa en la gráfica de tendencia un incremento anormal con valores de 0,03 % que está entre los límites de precaución. Durante este período se dio

la disminución más significativa de los aditivos, por tal motivo el lubricante pierde sus propiedades y por esa razón se da el incremento de hollín.

En el silicio se observa un pivote con un valor de 16 ppm lo cual provoca que se dé un desgaste de los elementos del compresor en especial en los cilindros y el pistón ya que el silicio es la causa del contenido de tierra o polvo en el aceite. Este incremento debe reflejarse tanto en el contenido de hollín y elementos de desgaste. Luego de este incremento se tiene variaciones que están dentro de lo normal.

- **En los parámetros de desgaste (Fe, Cu, Pb, Al,) se tiene:**

En la gráficas de tendencia del Fe y Al se tiene un pivote el 16/09/2008 (Ver figs. 5.13 y 5.14). En la gráfica del cobre no se tiene pivotes (Ver fig. 5.15). En el Pb se tiene dos incrementos normales (Ver fig. 5.16).

Con relación al hierro y el aluminio se observan que tienen un pivote con valores de 7,9 y 7,6 ppm respectivamente en la misma fecha que se incremento el contenido de silicio, provocando un desgaste de cilindro y del pistón (Fe), y en los apoyos del cigüeñal y cabeza del pistón (Al). Luego de ese incremento se observa variaciones normales en los dos elementos.

En el cobre no se presentan pivotes pero se tienen variaciones normales y un valor anormal el 16/09/2008 que podría ser causa de desgaste en el buje de la cruceta o en los cojinetes, ya que estos contienen algo de Cu en composición. Este incremento está en relación al desgaste de Fe, Al y el incremento del Sí.

El plomo presenta dos incrementos dentro de lo normal, que sería causa de contaminación por combustible y no desgaste ya que los otros valores que se tiene son cero y en la fecha que se produce no existe un incremento significativo en los otros elementos de desgaste.

En general en los elementos de desgaste se produce un incremento el 16/09/2008, siendo la principal causa el alto contenido de silicio en el aceite que afecta el desempeño del lubricante (Ver fig. 5.12).

El lubricante que se está utilizando en los compresores reciprocantes es bueno, en relación a sus propiedades en especial de los aditivos ya que ha permitido un buen funcionamiento, teniendo en cuenta que existió problemas de desgaste en el compresor que no han sido frecuentes, y que probablemente sean por otros factores como operación inadecuada o alguna falla mecánica imprevista.

#### **5.3.1.5. Reporte del análisis de aceite del compresor reciprocante.**<sup>26</sup>

A continuación se muestran el reporte del análisis de aceite del monitoreo en donde la condición del equipo fue la más crítica durante el período de análisis.

---

<sup>26</sup> El análisis y el reporte se lo hizo en función del posible origen de los elementos presentes en el aceite (Ver anexo 4), las causas y los efectos que pueden provocar (Ver anexo 5).



**Tabla .: REPORTE DE ANÁLISIS DE ACEITE DEL COMPRESOR RECIPROCANTE.**

REPORTE DE ANÁLISIS DE ACEITE									
MAQUINA: COMPRESOR GAS C -3131A			PUNTO DE MUESTREO: ANTES DEL FILTRO					MUESTREO:	
MARCA/MODELO: ARIEL JGJ/2			HORÓMETRO MÁQUINA: 25225 Hrs.		HORÓMETRO LUBRICANTE: 1980 Hrs.			FECHA : 16/09/2008	
LUBRICANTE: VECTIS LA 540			CAPACIDAD CÁRTER: 38 LITROS						
DESCRIPCIÓN DEL ANÁLISIS: LOS ELEMENTOS ANALIZADOS SON: ANÁLISIS ESPECTROSCÓPICO ASTM D-5185 en ppm (Fe, Cu, Pb, Sn, Al, Cr, Ag, Si, Mg, B, Na, Ba, Ca, P, Zn, V), Análisis FTIR ASTM E-1252 en % (Hollín, oxidación y agua), Prueba de Viscosidad ASTM D-445 (a 100°C), TBN (mg KOH /g ) ASTM D-2896, D-4739.								EMISIÓN DE RESULTADO: 02/10/2008	
SACODE	PARÁMETROS ANALIZADOS	Dato original		Tasa de cambio		Límites		CÓDIGO	DIAGNÓSTICO
		Muestra anterior	Muestra actual	Muestra anterior	Muestra actual	Precaución	Crítico		
		06/09/2008	16/09/2008	06/09/2008	16/09/2008				
D	HIERRO (ppm)	0,5	7,9	-0,0008	0,0323	2,93	4,30		Los parámetros de Salud y contaminación se encuentran dentro de los límites a excepción del Na que sería a causa de una contaminación del aceite por residuos de agua.
D	COBRE (ppm)	0,3	0,8	-0,0004	0,0022	0,94	1,51		
D	PLOMO (ppm)	0	0	0,0000	0,0000	0,27	0,48		
D	ESTAÑO (ppm)	0	0	0,0000	0,0000	0,69	1,30		
D	ALUMINIO (ppm)	1,5	7,6	-0,0020	0,0266	3,24	4,28		
D	CROMO (ppm)	0	0	0,0000	0,0000	0,09	0,16		
D	PLATA (ppm)	0	0,1	0,0000	0,0004	0,14	0,25		
C	SILICIO (ppm)	0	16	-0,0141	0,0699	6,59	9,77		Verificar si existe contaminación por agua
S	MAGNESIO (ppm)	4	6,1	-0,0012	0,0092	3,36	2,70		Dentro de los parámetros de desgaste se tiene un alto incremento de Fe, Al, y Si, que es debido a un probable desgaste del cilindro o muñones del cigüeñal por causa de polvo o tierra.
C	BORO(ppm)	0	0	0,0000	0,0000	1,51	2,40		
C	SODIO (ppm)	4	6,2	0,0004	0,0096	5,03	6,63		
S	BARIO (ppm)	0	0	0,0000	0,0000	-1,71	-3,94		
S	CALCIO (ppm)	1593	1620	-0,1452	0,1179	1292,68	1163,91		
S	FOSFORO (ppm)	171	203	-0,0484	0,1397	165,90	132,62		Se debe tener encuenta que la viscosidad a disminuido con respecto al anterior monitoreo.
S	ZINC (ppm)	244	264	-0,0806	0,0873	213,88	180,87		
C	VANADIO (ppm)	0	0	0,0000	0,0000	2,50	5,00		
C	HOLLÍN (%)	0	0	0,0000	0,0000	0,02	0,05		
S	OXIDACIÓN (%)	0	0	0,0000	0,0000	0,03	0,04		
C	AGUA (%)	0	0	0,0000	0,0000	0,15	0,30		La condición del lubricante y del equipo es marginal por lo que se debe dar seguimiento a las condiciones del lubricante.
S	VISCOSIDA D @ 100C (cSt)	13,05	12,86	0,0008	-0,0008	11,07 / 14,95	10,4 / 16,25		
S	TBN (mg KOH/g)			0,0000	0,0000	2,70	2,25		

### **5.3.2. Presentación de las tendencias de los datos operacionales del compresor recíprocante C 3121A.**

#### **5.3.2.1. Consideraciones.**

Los datos operacionales se los toma el mismo día de la toma de muestra de aceite es decir cada 250 horas, con fin de que se puedan relacionar con el análisis de aceite y prevenir que ocurra una falla en el equipo. El período de análisis es el mismo que ya estableció para el análisis de aceite que es de un año desde 07/06/2008 hasta 04/06/2009, los datos operacionales durante este periodo se encuentra en el anexo 8.

La metodología utiliza es de la siguiente manera, los datos se toman directamente desde el panel de control de los compresores, luego se los tabula en un forma para podernos ordenar y obtener así sus tendencias. Los datos operacionales que se toma son:<sup>27</sup>

- Presión de succión y descarga de cada etapa.
- Presión de descarga final del compresor.
- Temperatura de los bearing de cada etapa.
- Temperatura de los cilindros de cada etapa.
- Temperatura de succión de cada etapa.
- Temperatura de descarga final del compresor.
- Presión y temperatura del aceite.

---

<sup>27</sup> Los datos de monitoreo están en función de los instrumentos de medición que se tienen instalados en el compresor recíprocante.

### 5.3.2.2. Establecimiento de límites para los datos operacionales del compresor reciprocante.

Se estableció como límites objetivos que se deben tener en los compresores para un buen funcionamiento, por lo que el fabricante recomienda valores de los parámetros importantes de funcionamiento. También se estableció el valor normal al que deben funcionar en base al promedio de los datos de análisis. A continuación se tiene los límites para el compresor reciprocante C 3121 A.

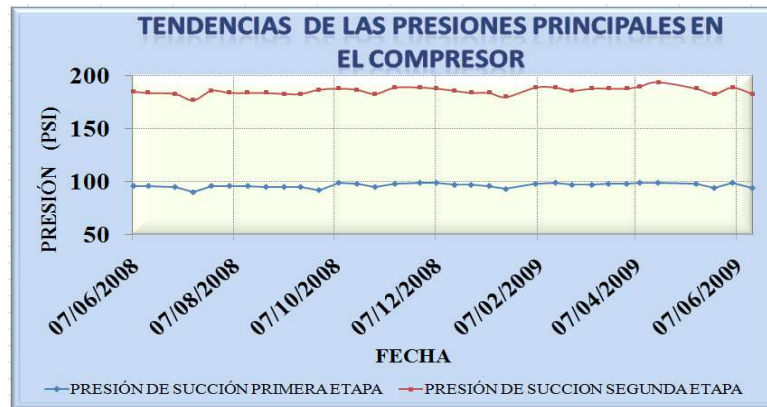
**Tabla .: LÍMITES DE LOS DATOS OPERACIONALES DEL COMPRESOR.** <sup>28</sup>

Dato	Unidad	Normal	Objetivo	Objetivo
Presión de succión primera etapa	psi	96,82	65	110
Presión de descarga primera etapa	psi	186,21	145	220
Presión de succión segunda etapa	psi	186,41	145	220
Presión de descarga segunda etapa	°F	389,87	225	415
Presión de descarga skid	°F	384,92	> 225	
Temperatura comp bearing 1	psi	188,56	< 210	
Temperatura comp bearing 2	°F	191,95	< 210	
Temperatura del cilindro 1	°F	161,56	< 220	
Temperatura del cilindro 2	°F	193,23	< 220	
Temperatura de succión primera etapa	°F	78,82	< 120	
Temperatura de succión segunda etapa	°F	94,69	< 150	
Temperatura de descarga skid	°F	189,08	< 250	
Presión de aceite	psi	50,33	>35	
Temperatura de aceite	°F	117,18	< 180	

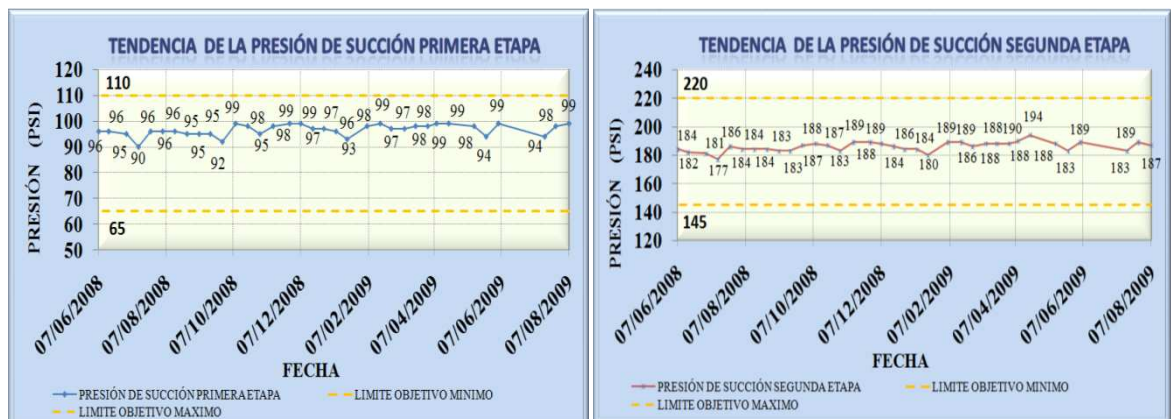
<sup>28</sup> Límites objetivos establecidos en función de lo recomendado por el fabricante del compresor reciprocante, Ariel Corporation. [www.ariel.corp.com](http://www.ariel.corp.com)

### 5.3.2.3. Gráficas de tendencias de los datos operacionales monitoreados del compresor recíprocante C3121A.

- Parámetros de presión



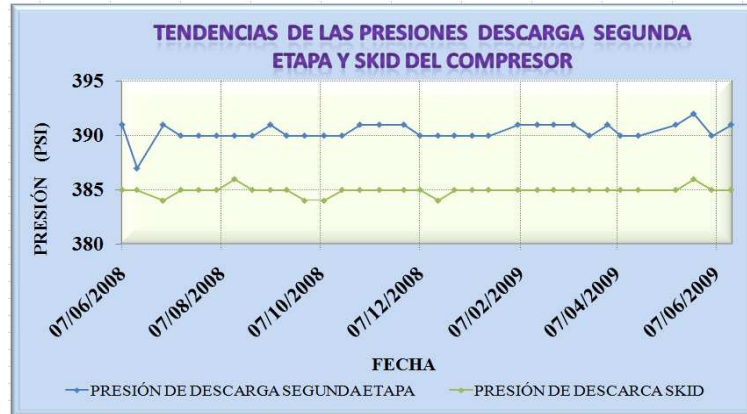
**Figura .:** Tendencia de la presión de succión de la primera y segunda etapa.



**Figura .:** Tendencia de la presión de succión de la primera y segunda etapa.



**Figura .:** Tendencia presión descarga primera etapa y succión segunda etapa.

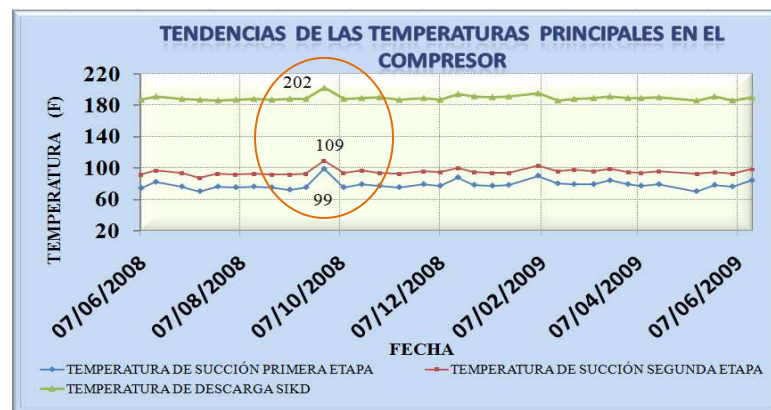


**Figura .:** Tendencia de la presión de descarga del gas (segunda etapa y del skid).



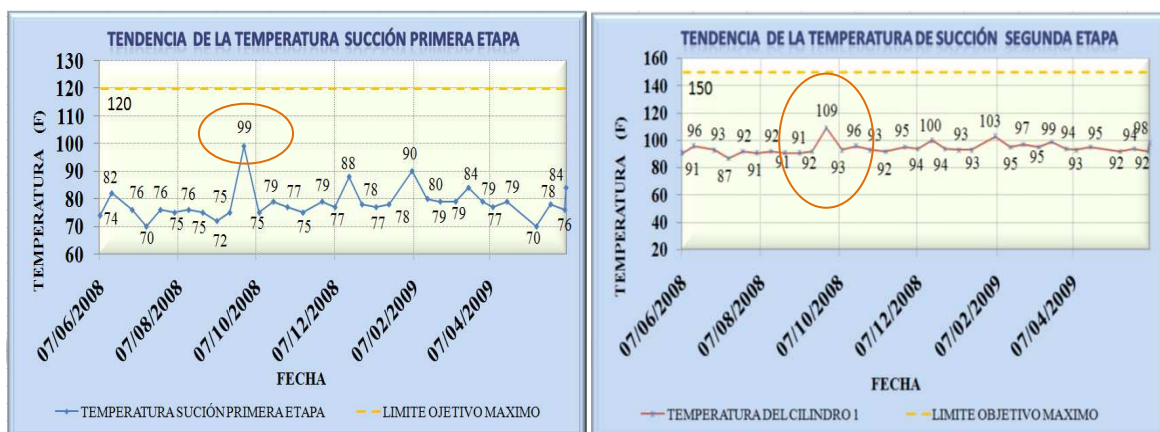
**Figura .:** Tendencia de la presión de descarga segunda etapa y del skid.

- **Parámetros de temperatura**

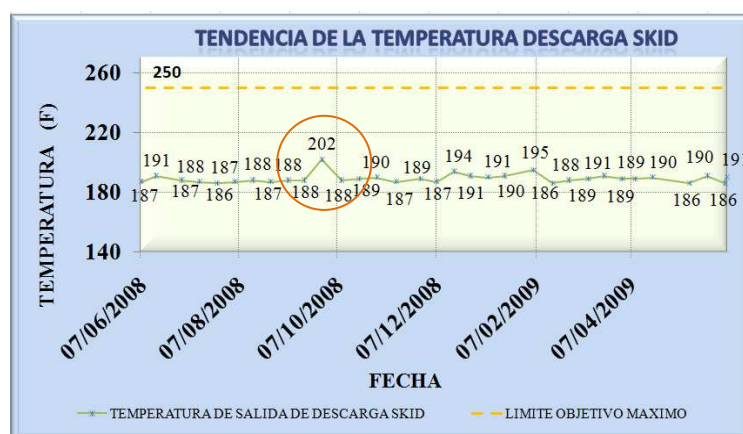


**Figura .:** Tendencia temperatura gas succión de primera y segunda etapa y del skid.

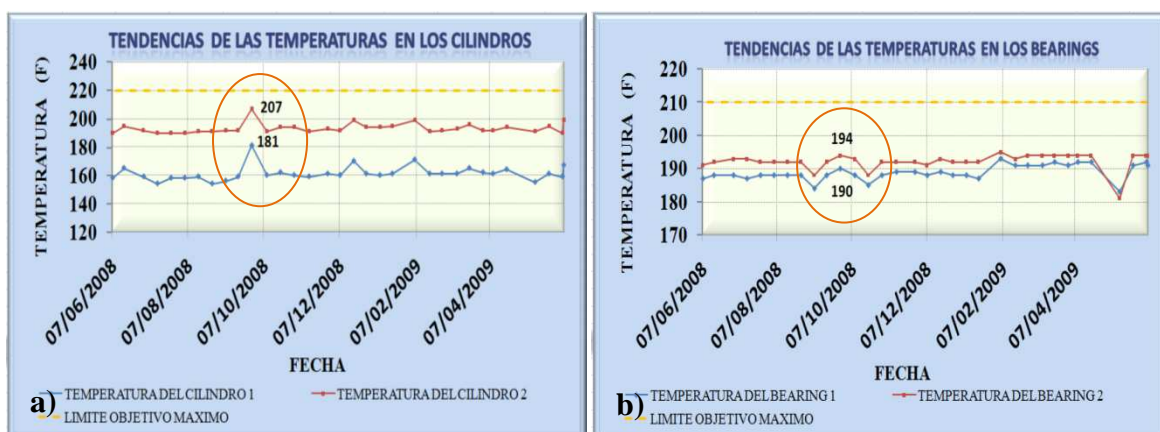




**Figura .:** Tendencia temperatura gas succión primera y segunda etapa.

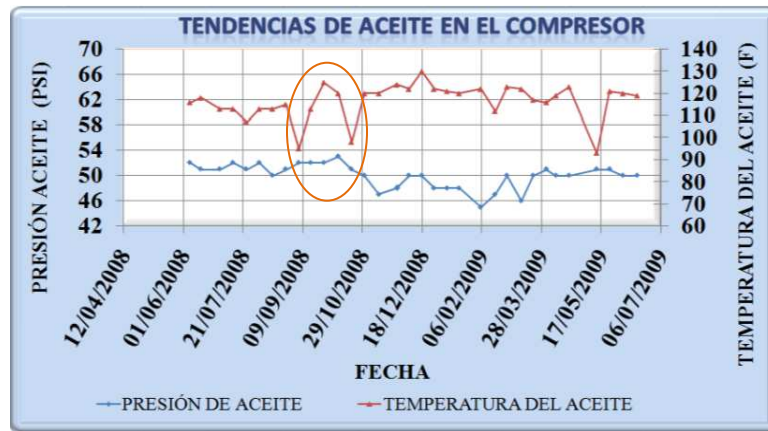


**Figura .:** Tendencia de la temperatura gas de descarga del skid.

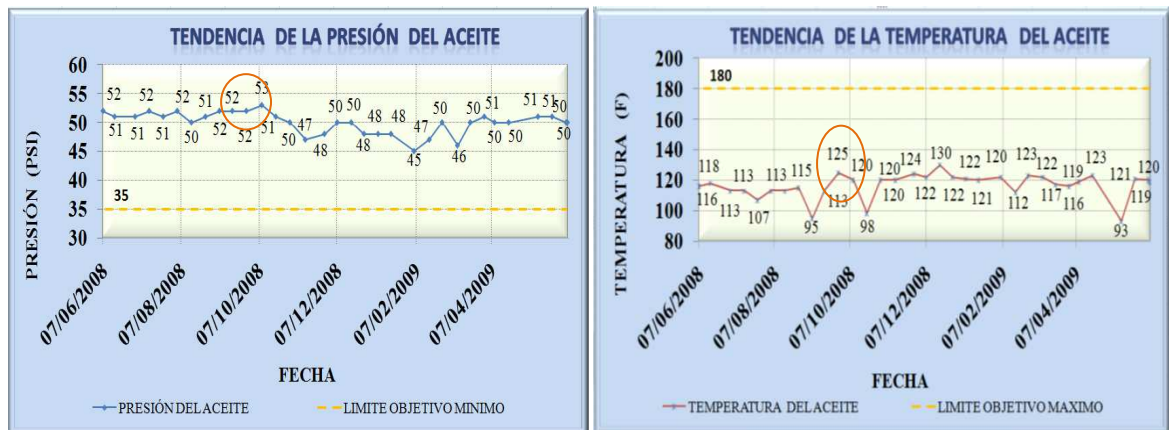


**Figura .:** Tendencia de la temperatura de los cilindros (a) y bearings (b).

- **Parámetros del aceite**



**Figura .:** Tendencia de presión y temperatura del aceite.



**Figura .:** Tendencia de presión y temperatura del aceite.

#### 5.3.2.4. Interpretación y análisis técnico de las tendencias de los datos operacionales del compresor recíprocante C3121A.

A continuación se detalla el análisis de los datos operacionales de temperatura, presión tanto del compresor como del lubricante.

- En los gráficos de tendencia de presión de succión y descarga del gas en el compresor (Ver figs. 5.17 y 5.18), se tiene variaciones dentro del rango recomendado por el fabricante, la estabilidad de variación se da en mejor manera en la descarga final y la que presenta mayor variación es en la succión de la segunda etapa. Al comparar la presión de descarga de la primera etapa con la succión de la segunda etapa (Ver fig. 5.19), se tiene existe una diferencia de 9 psi el 05/02/2009 que es diferente a la tendencia normal, la posible causa es una fuga en la tubería o un mal funcionamiento del compresor. En la comparación entre la descarga de la segunda etapa y descarga final (Ver figs. 5.20 y 5.21) su diferencia y tendencia es normal. En general con referente a la presión del gas durante el funcionamiento del compresor se encuentra dentro de lo normal con lo que se podría decir que la eficiencia del compresor es buena, sin embargo, la presión del gas se encuentran muy cercanos al límite objetivo debido al que el compresor trabajar casi siempre a su máxima capacidad.
- Con relación a las temperaturas de control en el compresor se tiene que en la gráfica de tendencia de las temperaturas del gas en la succión de cada etapa y en la descarga final (Ver figs. 5.22, 5.23 y 5.24), presentan variaciones menor a la temperatura máxima recomendada por el fabricante; los valores más representativos se dan el 09/10/2008 con un valor de 99 °F en la succión de la primer etapa, 109 °F en la succión de la segunda etapa y 202 °F en la descarga final (Skid). Si la temperatura del gas aumenta demasiado provocaría un mal funcionamiento de los elementos del compresor y del lubricante.



En las temperaturas de los cilindros existen variaciones menores a la temperatura máxima de funcionamiento (Ver fig. 5.25 a). El mayor valor de temperatura es de 181 °F en el cilindro 1 y de 207 °F en el cilindro 2 los cuales ocurren el 27/09/2008 que es el dato posterior al 16/09/2008 en donde se presentó mayor desgaste de hierro en el análisis de aceite con lo que se confirman que la falla se dio en los cilindros.

Las temperaturas de los bearings presentan variaciones por debajo de lo recomendado del fabricante (Ver fig. 5.25 b). Sin embargo, uno de los valores más representativos se da el 27/09/2008 con un valor de 194 °F en el bearing 1 y 190°F en el bearing 2, lo que conjuntamente con el incremento de desgaste del aluminio reflejado en el análisis de aceite se confirma que existió el problema en los muñones del cigüeñal.

- En relación a los datos de control del aceite se tiene que existieron variaciones de temperatura y presión que son normales ya que están dentro de lo recomendado (Ver figs. 5.26 y 5.27). Uno de los valores más alto de temperatura que es de 125°F y de presión de 52 psi que se dan el 27/09/2008 lo cual se debe al incremento de desgaste porque existe mayor fricción que se refleja en el incremento de temperatura y presión del aceite.

#### **5.3.2.5. Reporte del monitoreo de datos operacionales del compresor reciprocante.**

A continuación se muestran el reporte de datos operacionales de la condición del equipo durante el período de análisis.

**Tabla .: REPORTE DE DATOS OPERACIONALES DEL COMPRESOR RECIPROCANTE.**

<b>REPORTE DE DATOS OPERACIONALES</b>					
<b>MÁQUINA:</b>	Compresor	<b>NÚM. ETAPAS:</b>	2	<b>CAPACIDAD:</b>	5 MMFCD
<b>TAG:</b>	C - 3121 A	<b>VELOCIDAD:</b>	900 -1800 RPM	<b>POTENCIA MÁXIMA:</b>	620 Hp
<b>MODELO:</b>	JGJ/2	<b>COMBUSTIBLE:</b>	Gas	<b>LUBRICANTE:</b>	Vectis LA 540
<b>MARCA:</b>	ARIEL	<b>PERÍODO MONITOREO: Desde: 07/06/2008. Hasta: 04/06/ 2009.</b>			
<b>PARÁMETROS DE PRESIÓN</b>				<b>CONDICIÓN</b>	<b>Normal</b>
<p>Las presiones de succión y descarga se encuentra estable en su variación y dentro de los límites</p> <p>Sin embargo, el 05/02/2009 se tiene una diferencia de presión entre la descarga de la primera y la succión de la segunda etapa de 9 psi, (diferencia alta) la causa sería una fuga o mal funcionamiento del equipo.</p> <p><b>La condición de las presiones durante el período de análisis es normal.</b></p>					
<b>PARÁMETROS DE TEMPERATURA</b>				<b>CONDICIÓN</b>	<b>Normal</b>
<p>Las temperaturas de succión y descarga se encuentran dentro de los límites.</p> <p>Sin embargo, el 09/10/2008 se tiene un incremento en las temps. Succión son 99 °F, 109 °F para la primera y segunda etapa, la temp. de descarga final es de 202 °F, (los valores más altos). La causa podría ser una variación en el funcionamiento de equipo (capacidad).</p> <p>Las temperaturas del cilindro se encuentran dentro de los límites.</p> <p>Sin embargo, el 27/09/2008 se tiene un incremento de las temps. Estas son de 181 °F y 207 °F para el cilind. 1 y 2, la causa sería desgaste en los cilindros (16/09/2008 A. A. Incremento Fe)</p> <p>Las temperaturas de los bearings se encuentran dentro de los límites</p> <p>Sin embargo, el 27/09/2008 se tiene un incremento de las temps. Estas son 194 °F y 190 para el bearing 1 y 2, la causa sería desgaste en los muñones del cigüeñal o en los cojinetes (16/09/2008 A. A Incremento Al)</p> <p><b>La condición de las temperaturas durante el periodo de análisis es normal.</b></p>					
<b>PARÁMETROS DEL ACEITE</b>				<b>CONDICIÓN</b>	<b>Normal</b>
<p>La presión y temperatura del aceite se encuentra dentro de lo normal</p> <p>Sin embargo, el 27/09/2008 se tiene que la temp. es 125 y la presión es 52 psi, (uno de los valores más altos) , la causa sería por incremento de desgaste ( 16/09/2008 A.A. Incremento de elementos de desgaste)</p> <p><b>La condición de los parámetros de temperatura y presión del aceite durante el periodo de análisis es normal.</b></p>					

### 5.3.3. Presentación de resultados del monitoreo dinámico mediante el equipo “Windrock”.

#### 5.3.3.1. Consideraciones.

El periodo de análisis será desde 29/07/2008 hasta 07/08/2009 para el monitoreo dinámico, que está en relación con el período del análisis de aceite (07/06/2008 hasta 04/06/2009). La frecuencia de monitoreo es cada mes y se realiza el monitoreo como se lo menciono en el anterior capítulo.

**Tabla .: CARACTERÍSTICAS DEL COMPRESOR RECIPROCANTE DE ANÁLISIS.**

29

Datos	Primera etapa	Segunda etapa
Diámetro del cilindro (in , mm)	13,5 / 342,9	9,759 / 247,88
Diámetro del vástago (in, mm)	1,5 / 38,1	1,5/ 38,1
Longitud del vástago (in, mm)	10,25 / 260,35	10,25 / 260,35
Carrera (in, mm)	13,5 / 342,9	13,5 / 342,9
Presión succión (psi)	65-110	145-220
Presión descarga (psi)	145-220	225-415
Temperatura succión (F)	90-120	<150
Temperatura descarga (F)	≤150	≤250
<b>Masa total del conjunto recíprocante</b> (Pistón y su tuerca, vástago, cruceta y su tuerca) (lb)	135,3	135,3
<b>Carga sobre el vástago</b>		
Tensión máximo ( lbf, KN)	21000 /93	21000 / 93
Compresión máxima ( lbf, KN)	23000 /102	23000 / 102

Además se tiene que el motor eléctrico que acciona al compresor gira entre 900 a 1800 rpm, la potencia nominal del compresor es de 620hp. La presión estándar es similar a

<sup>29</sup> Las características del compresor se utilizan para la configuración del equipo de monitoreo dinámico, “Windrock”, como se observa en el anexo 12.

la presión atmosférica debido a la ubicación de la planta que es en el oriente ecuatoriano. También se requiere los datos del porcentaje de elementos presentes en el gas que se utiliza en compresor, el análisis de gas se tiene en el anexo 12.

### **5.3.3.2. Reportes que proporciona el equipo de monitoreo dinámico “Windrock”.**

El equipo analizador proporciona reportes sobre los datos monitoreados, los cuales sirven para evaluar de una forma rápida el estado del compresor. Se obtienen tres reportes en los cuales existen varios parámetros y entre los principales se tienen los siguientes:

#### **5.3.3.2.1. Reporte del estado del compresor parte 1.**

- **Potencia indicada (IHP)**

Es la potencia consumida y medida en la cara del pistón del compresor con un dispositivo indicador, este valor incluye todas las pérdidas termodinámicas y mecánicas

$$IHP = BHP + FHP \quad (5.1)$$

Donde:

**Potencia de freno (BHP)**, es la máxima potencia proporcionada por el motor sin tener en cuenta las pérdidas en la transmisión. Está en función del voltaje y corriente del motor ( $BHP = V \cdot I$ ) que son medidas a través de los sensores.

**La potencia de fricción (FHP)**, incluye la fricción del aro/camisa, fricción del perno/buje y fricción de la biela/cigüeñal. Esta se la pueda calcular de la ecuación 5.1.

- **IHP/MMSCFD**

Este es el valor de potencia necesaria para mover un millón de pies cúbicos estándares de gas al día. (Million standard cubic feet per day).

- **Capacidad**

Es el volumen de gas que puede mover el compresor en MMSCFD, y se presenta en el reporte la capacidad de succión, descarga y el valor promedio en cada etapa, tanto lado cabeza y lado cigüeñal; además da un valor total en cada etapa. Cuando estos valores poseen una gran diferencia y todas las mediciones y calibraciones son correctas, es posible que exista un problema en el compresor.

Para realizar este cálculo el analizador trabaja con la siguiente fórmula matemática:

$$Capacidad = \frac{1440}{1'000.000} \times \frac{dv \times VE \times RPM \times Correc.pr \times Correc.Temp}{Z} \quad (5.2)$$

Donde:

Capacidad,	en MMSCFD (flujo en millones pies cúbicos estándar de gas / día)
dv	= Área * carrera (volumen de cilindro)
VE	= Eficiencia volumétrica.
Correc. Pr	= Presión absoluta/Presión estándar (Factor corrección de presión)
Correc. Temp.	= 520/temp absoluta (Factor de corrección de temperatura)
Z	= Compresibilidad (Calculado en condiciones de succión y/o descarga por el analizador en función de componentes del gas).

- **Eficiencia volumétrica**

Se da en la succión ( $VE_s$ ), y es el porcentaje del desplazamiento del pistón que recorre después que la presión del cilindro cae al valor de la presión de succión. La Eficiencia volumétrica de descarga ( $VE_d$ ) es el porcentaje que recorre después que la presión del cilindro alcanza el valor de la presión de descarga. En ambos casos se mide hasta al final de la carrera.

$$VE = \frac{\text{Volumen real de funcionamiento}}{\text{Volumen Ideal}} \quad (5.3)$$

Donde:

El volumen,  $V = \text{Área} \times \text{desplazamiento recorrido del pistón}$ . (Desde que se abren las válvula).

- **Balance de flujo**

Es la proporción de la capacidad de succión y la capacidad de descarga. Este es un “Parámetro normalizado” porque es relativamente independiente de las condiciones de operación. Idealmente, el balance de flujo debe ser igual o muy cercano a uno.

$$BF = \frac{CS}{CD} \quad (5.4)$$

Donde:

BF = Balance de flujo.

CS = Capacidad de succión.

CD = Capacidad de descarga.

La capacidad de succión es proporcional a la eficiencia volumétrica en la succión ( $VE_s$ ), y la capacidad de descarga es proporcional a la eficiencia volumétrica en la descarga ( $VE_d$ ).

Las fugas en las válvulas y/o en los anillos pueden cambiar el  $VE_s$  y el  $VE_d$  y causar que el balance de flujo se desvíe de 1,00. Normalmente se puede decir que cuando el balance de flujo es mayor a uno la falla se debe encontrar en la succión (Fuga desde el cilindro hacia el exterior), y si el valor es inferior a uno el problema se encuentra en la descarga (Fuga desde el exterior hacia el cilindro)

- **Relación de compresión**

Es la relación entre la presión de entrada y salida del gas en cada etapa.

$$R = \frac{P_s}{P_e} \quad (5.5)$$

Donde:

$R$  = Relación de compresión.

$P_s$  = Presión de salida.

$P_e$  = Presión de entrada.

- **Carga en el vástago**

Este tipo de carga se da por la presión del gas y las fuerzas inerciales. El vástago se encuentra sometido a tracción y compresión.

$$\text{Carg. vástago neto} = \text{Fuerza del gas} + \text{Fuerzas inerciales} \quad (5.6)$$

Donde:

**La carga vástago neto**, es tanto para tracción o compresión.

**Fuerza inercial**, que se genera por el movimiento de los componentes reciprocantes a los que se les incluye el pistón, el vástago, la tuerca del pistón y el conjunto de la cruceta. Para cambiar la fuerza inercial, se debe cambiar la masa de los componentes, o la velocidad a la que está trabajando el compresor.

**Fuerzas del gas**, ejercida por la presión en ambos lados del pistón debido a la compresión del gas en el cilindro que es la que provoca la tracción y compresión del vástago.

$$\text{Fuerza Gas}_{\text{Compresión}} = P_d * A_1 - P_s(A_1 - A_2) \quad (5.7)$$

$$\text{Fuerza Gas}_{\text{Tracción}} = P_d(A_1 - A_2) * A_1 - P_s * A_1 \quad (5.8)$$

Donde:

$P_d$  y  $P_s$ , son las presiones de succión o descarga respectivamente.

$A_1$  y  $A_2$ , son las áreas de cada lado del cilindro,  $A_1$  (área del cilindro) y  $A_2$  (área del vástago).



### 5.3.3.2.2. Reporte del estado del compresor parte 2.

- **Delta en la temperatura de descarga (DTD)**

Es la diferencia entre la temperatura de descarga teórica y la temperatura real.

$$DTD = T_{d,real} - T_{d,teórica} \quad (5.9)$$

Donde:

$T_{d, real}$  Es la temperatura de descarga real es medida en la tobera de descarga.

$T_{d, teórica}$  Es la temperatura teórica es calculada de la siguiente fórmula matemática:

$$T_{d,teorica} = \left[ (T_1 + 460) \times R^{K-1/K} \right] - 460 \quad (5.10)$$

Donde:

$T_{d, teórica}$  = Temperatura de descarga teórica (°F).

$T_1$  = Temperatura de succión, en grados Fahrenheit (°F).

$R$  = Relación de compresión absoluta.

$K$  = Relación de calores específicos (Dato calculado por el analizador a partir de la cromatografía de los gases).

Un DTD alto indica que el gas descargado es más caliente de lo esperado, esto usualmente sucede por la fricción que se genera al pasar el gas a través de las restricciones tales como las fugas en las válvulas o los anillos.

- **Porcentaje de espacio nocivo (Clearances).**

Para el cálculo de los espacios nocivos o muertos del compresor existen dos tipos de cálculos que realiza el analizador. Cuando el cilindro se encuentra en buen estado los valores de espacios muertos entre succión y descarga, y entre los valores de GPSA (en función de los espacios nocivos) y SWR deben ser muy parecidos.

- **El valor K**

Es la relación de calores específicos modificados por la temperatura.

$$K = \frac{C_p}{C_v} \quad (5.11)$$

Donde:

K = Relación de calores específicos

C<sub>p</sub> = Calor específico a presión constante. (Varía en función de la temp.)

C<sub>v</sub> = Calor específico a volumen constante. (Varía en función de la temp.)

- **Compresibilidad**

Es la relación de volumen que indica, la desviación que tiene el volumen del gas real respecto a un gas ideal. La compresibilidad y el valor de K son calculados usando el análisis de gas molar, que se incluyó en la configuración inicial del equipo de monitoreo.

- **Valores del coeficiente politrópico**

Durante los procesos de expansión y compresión de gases reales, la presión y el volumen a menudo se relacionan por medio de la relación

$$P \cdot V^N = C \quad (5.12)$$

Donde:

N = Coeficiente politrópico.

P = Presión

V = Volumen

C = Valor constante.

El analizador entrega el valor de N politrópico, tanto para compresión como para expansión. Para un correcto valor de N, es necesario establecer correctamente los valores de claros volumétricos en la configuración inicial de la máquina.

En un cilindro saludable los N de expansión y compresión deben poseer valores parecidos, y además deben ser similares a los valores de K.

- **Relación N RATIO.**

Este valor es la relación de compresión absoluta.

$$N_{\text{RATIO}} = \frac{N_{\text{Expansión}}}{N_{\text{Compresion}}} \quad (5.13)$$

Un valor de  $N_{\text{RATIO}}$  mayor a uno indica problemas en la succión e inferior a uno en la descarga, siendo en este caso igual que en el caso del balance de flujo.

- **La eficiencia termodinámica o de compresión (Eff)**

(5.14)

La eficiencia que da el fabricante es de un 85% funcionando a plena carga.

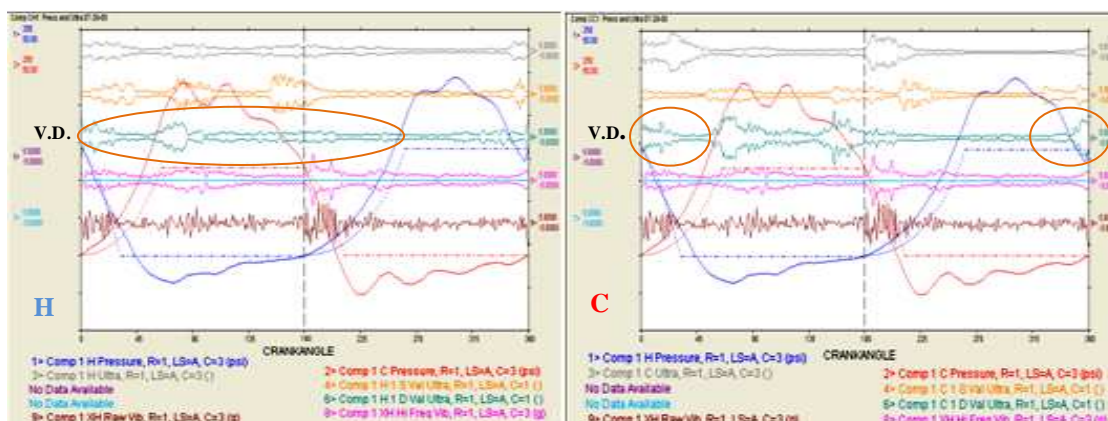
### 5.3.3.2.3. Reporte de temperaturas monitoreadas.

En este reporte que nos da el equipo analizador se tiene cada una de las temperaturas monitoreadas (°F), las cuales nos sirven para realizar el análisis. Las temperaturas de succión y descarga también se muestran en los reportes anteriores conjuntamente con sus presiones respectivas.

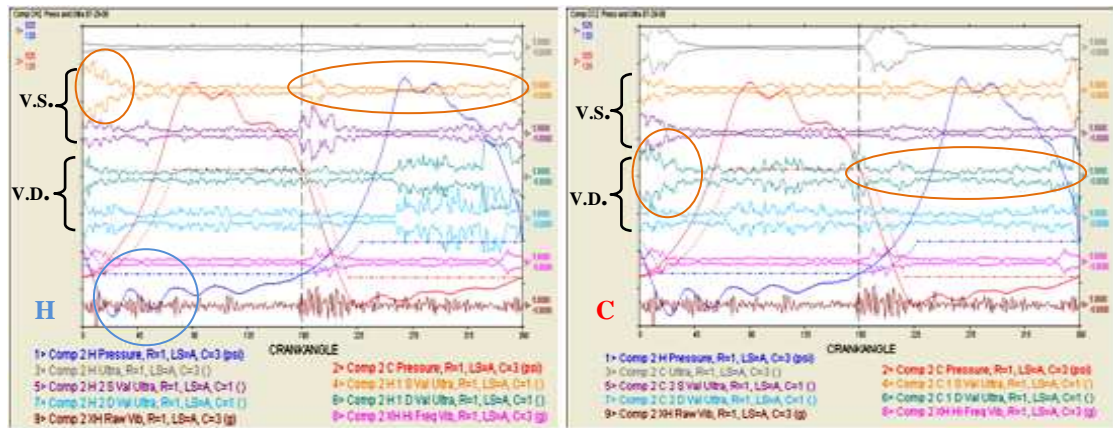
### 5.3.3.3. Gráficas del monitoreo dinámico del compresor recíprocante C 3121 A, que proporciona el equipo de monitoreo “Windrock 6130 PA”.

- **Fuga en las válvulas.**

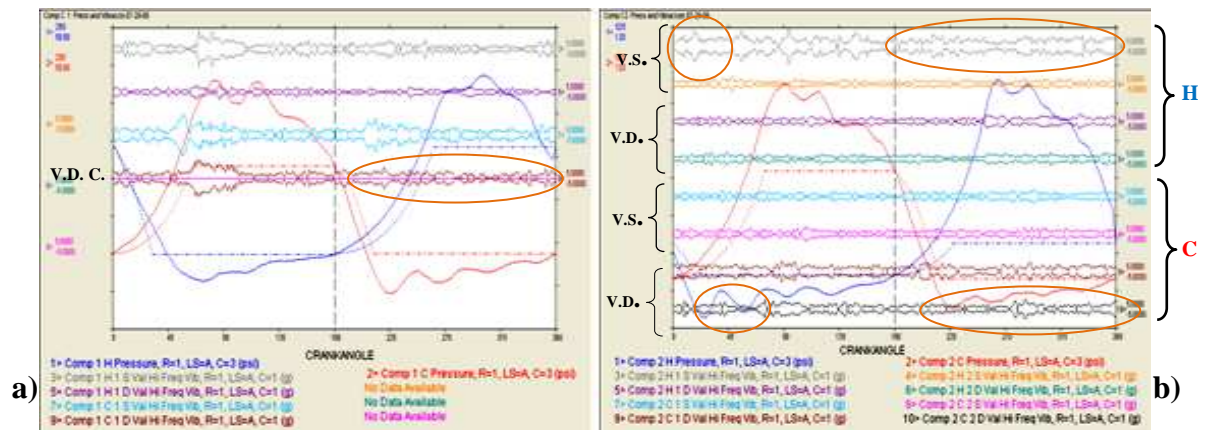
a) Gráficas del 29/07/08, crítica antes del mantenimiento realizado en el compresor.



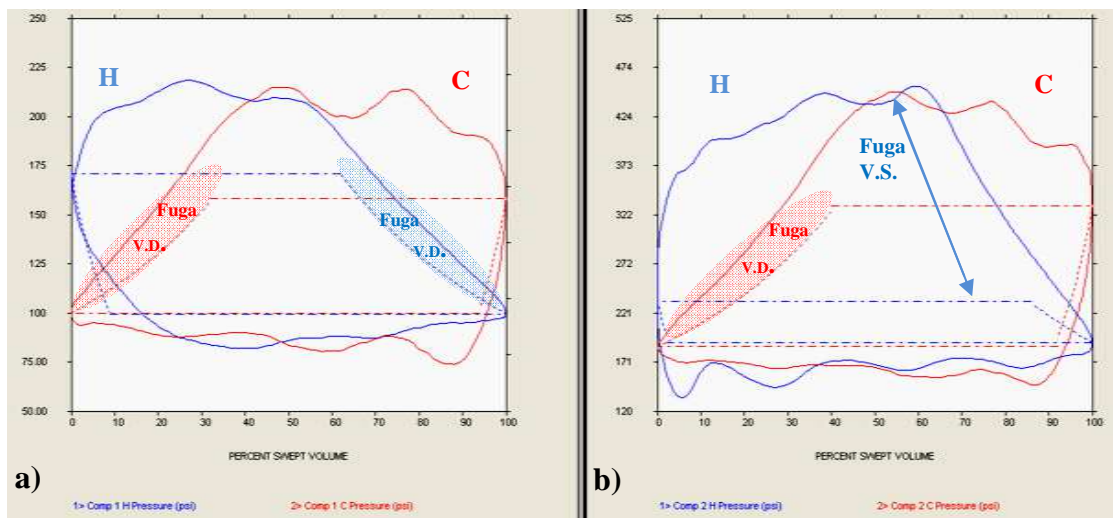
**Figura .:** Ultrasonido de las válvulas de la primera etapa H y C.



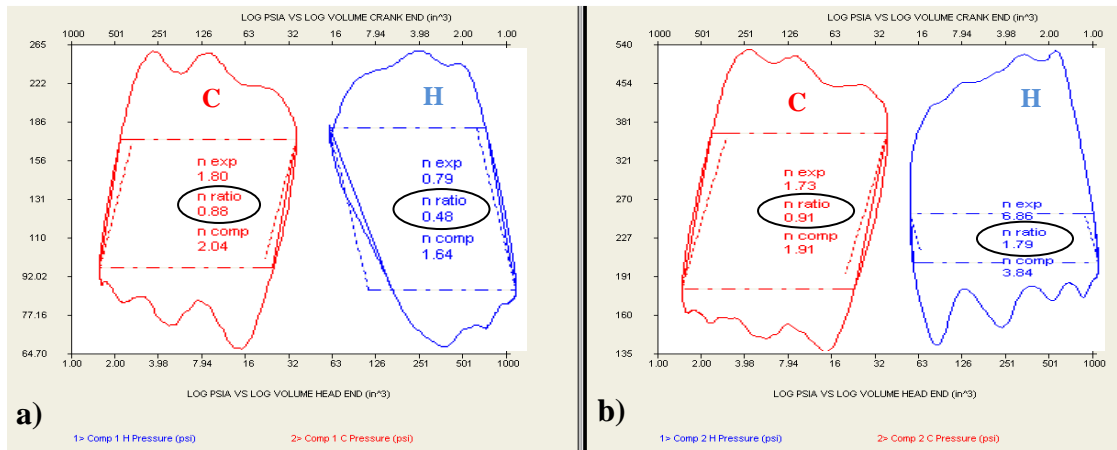
**Figura .:** Ultrasonido de las válvulas de la segunda etapa H y C.



**Figura .:** Vibración alta frecuencia de válvulas primera (a) y segunda etapa (b), H y C.

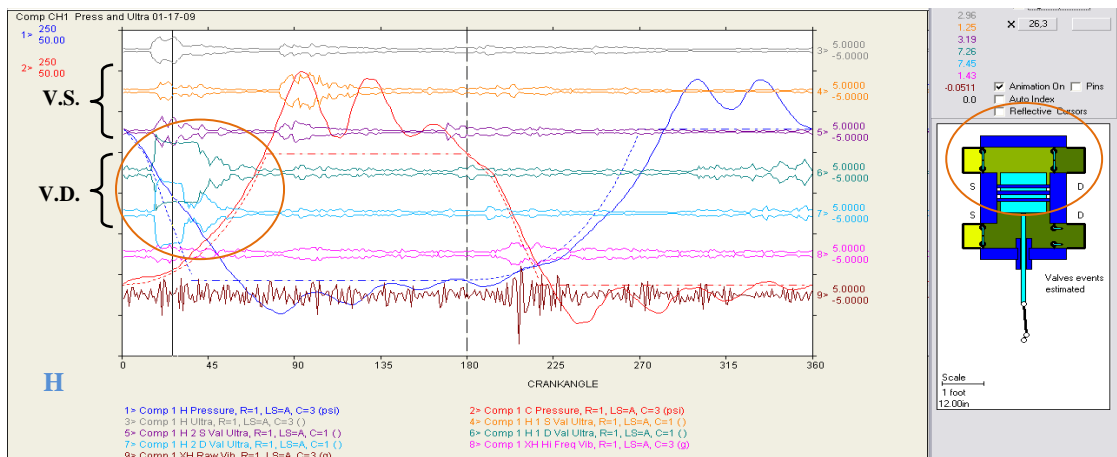


**Figura .:** Diagrama PV teórico y real de la etapa 1 (a) y 2 (b), H y C. (Escala normal).

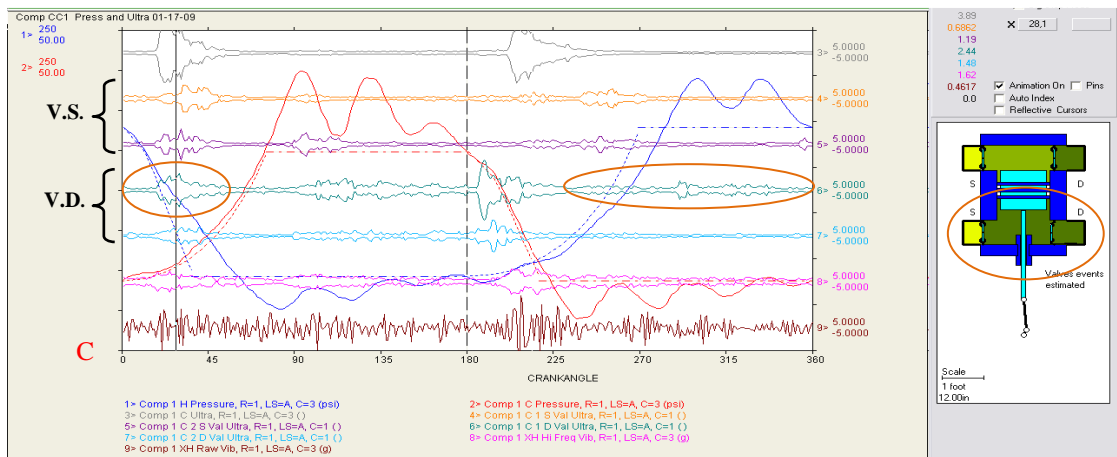


**Figura .:** Diagrama PV teórico y real de etapa 1 (a) y 2 (b), H y C. (Escala logarítmica).

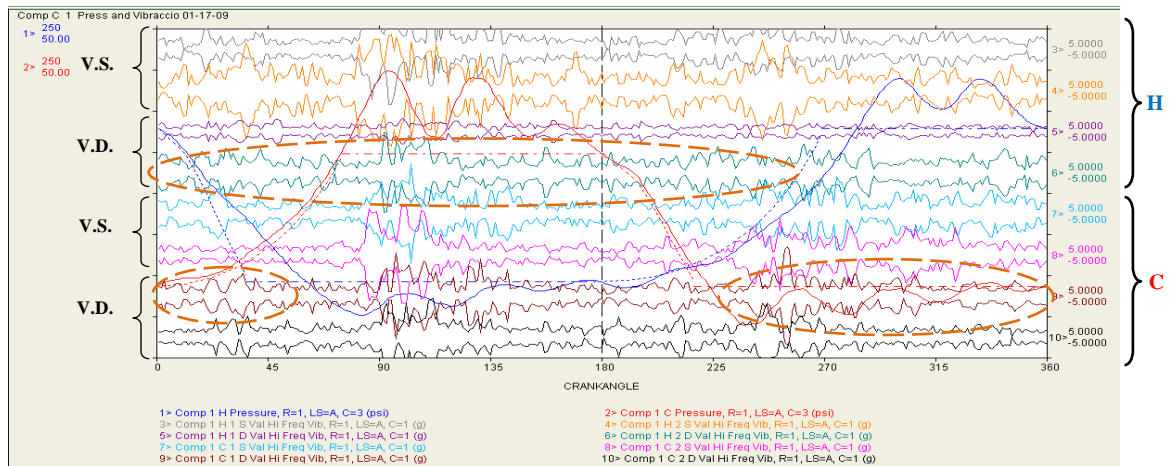
b) Gráficas del 17/01/2009, crítica después del mantenimiento realizado en los compresores.



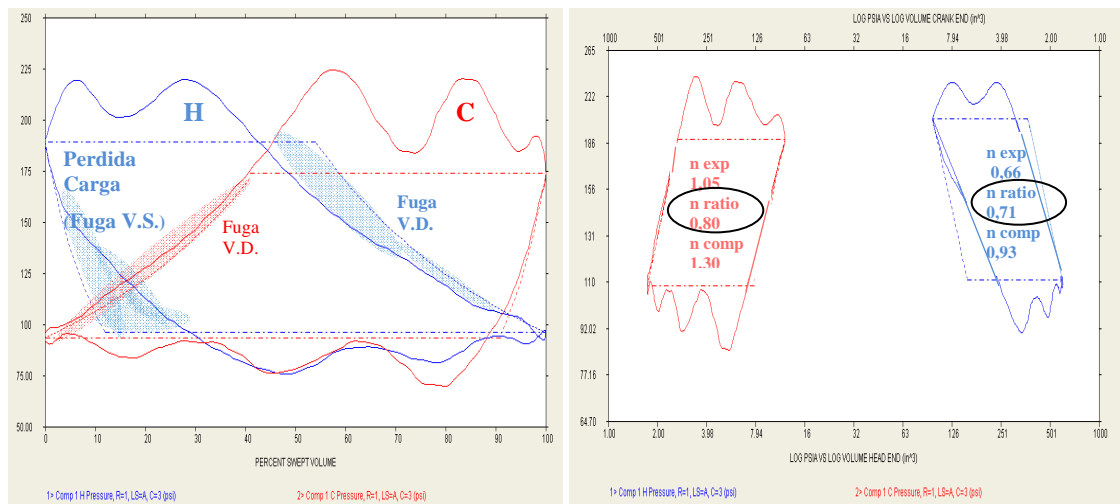
**Figura .:** Ultrasonido de las válvulas de la primera etapa, H.



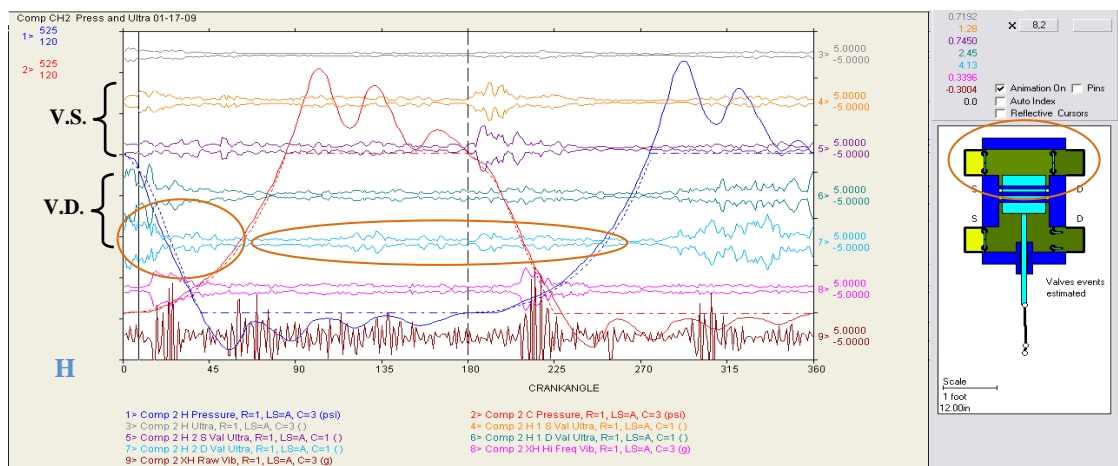
**Figura .:** Ultrasonido de las válvulas de la primera etapa, C.



**Figura .:** Vibración en alta frecuencia de las válvulas primera etapa, H y C.

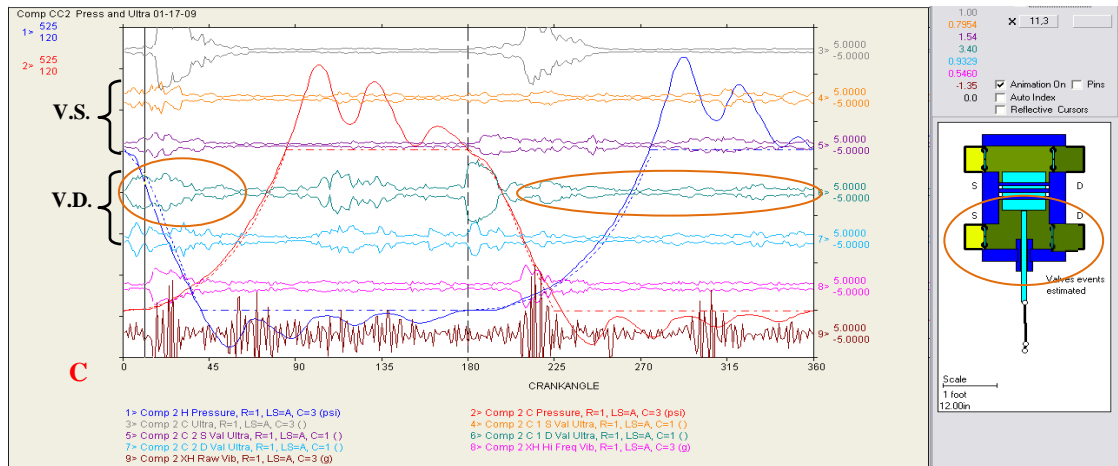


**Figura .:** Diagrama PV teórico y real de la etapa 1, H y C. (Esc. normal y logarítmica).

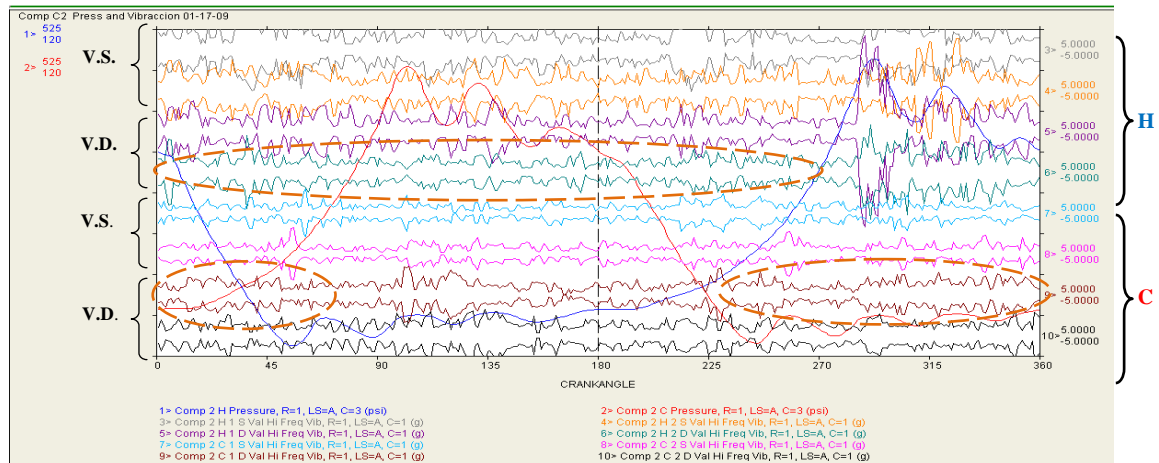


**Figura .:** Ultrasonido de las válvulas de la segunda etapa, H.

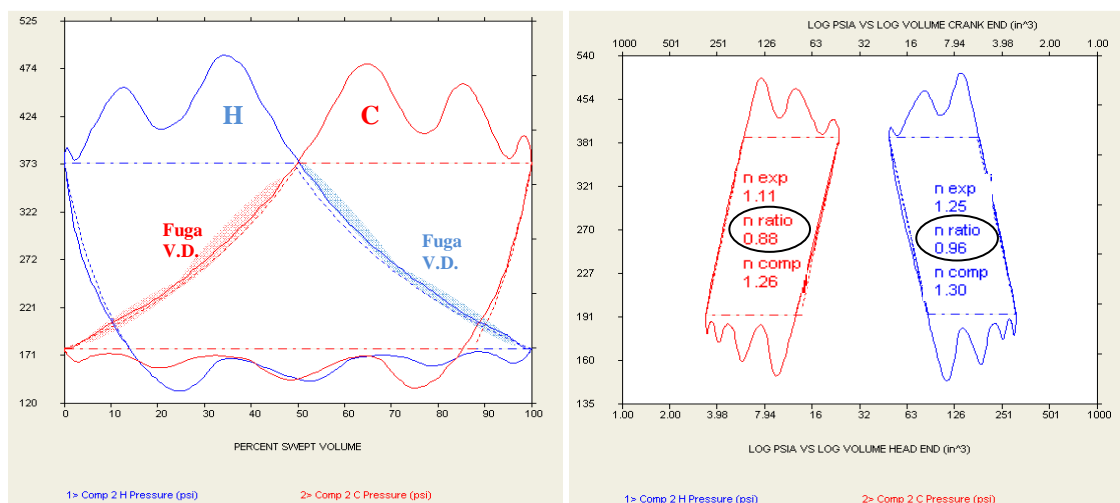




**Figura .:** Ultrasonido de las válvulas de la segunda etapa, C.



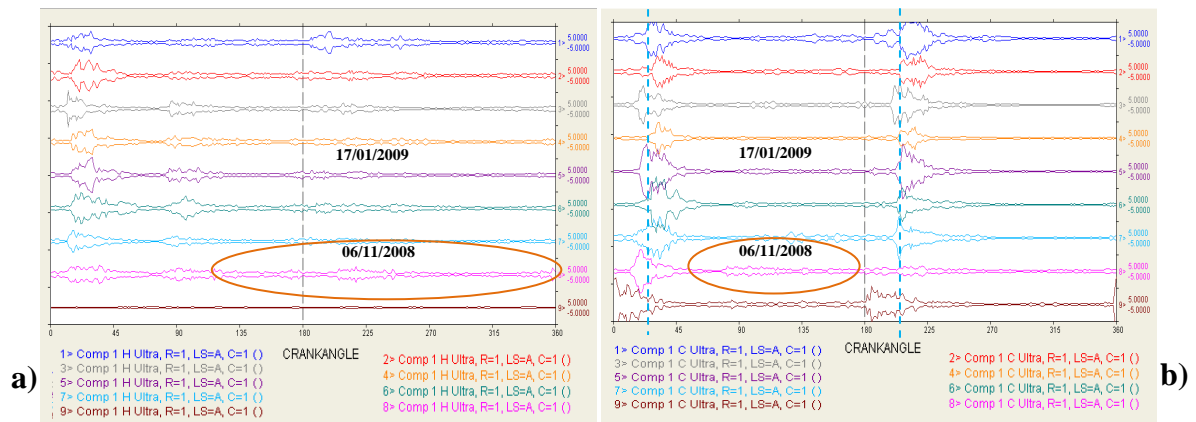
**Figura .:** Vibración en alta frecuencia de las válvulas segunda etapa, H y C.



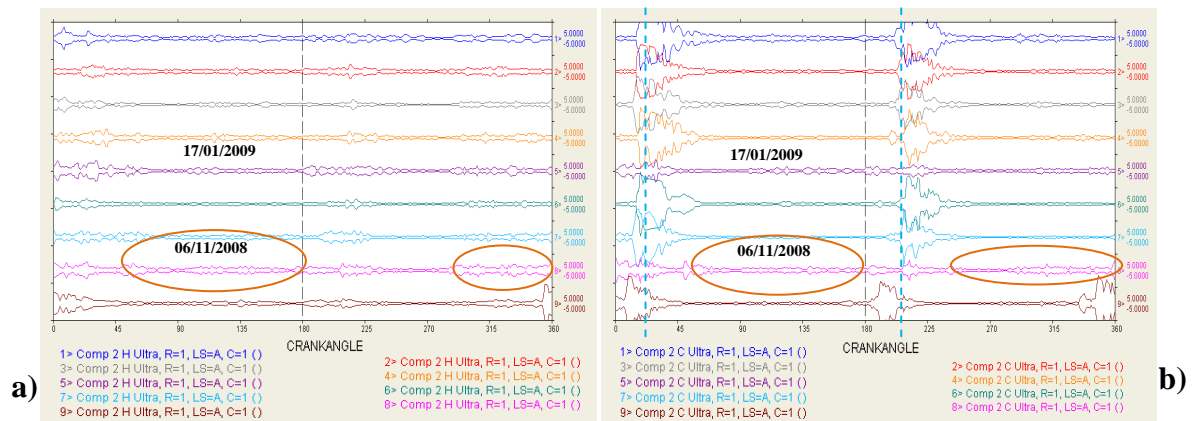
**Figura .:** Diagrama PV teórico y real de la etapa 2, H y C. (Esc. normal y logarítmica)



- **Fugas en los anillos y en el paking durante el periodo de análisis.**

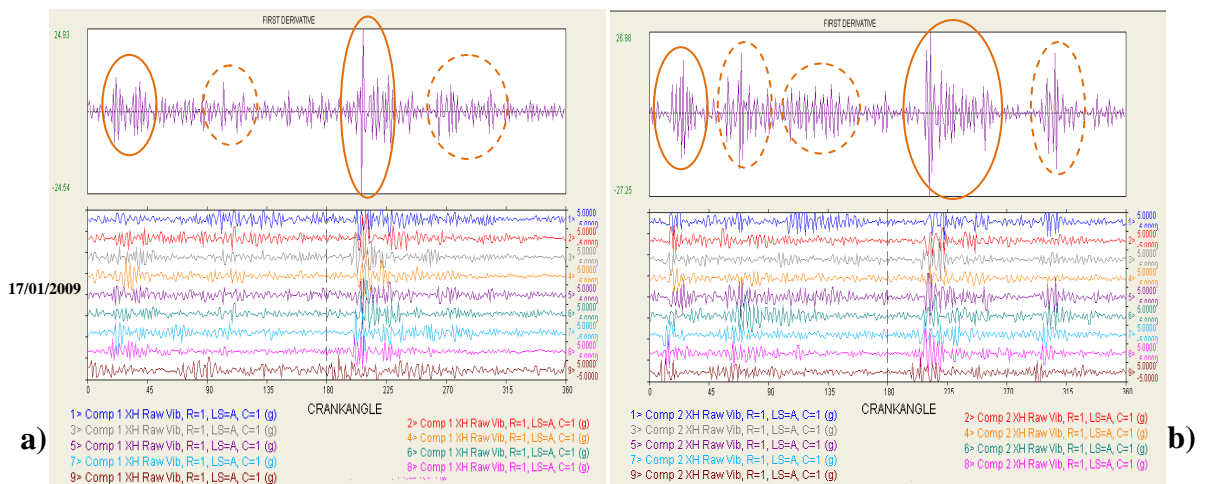


**Figura .:** Ultrasonido medido en el espaciador de la primera etapa, H (a) y C (b).

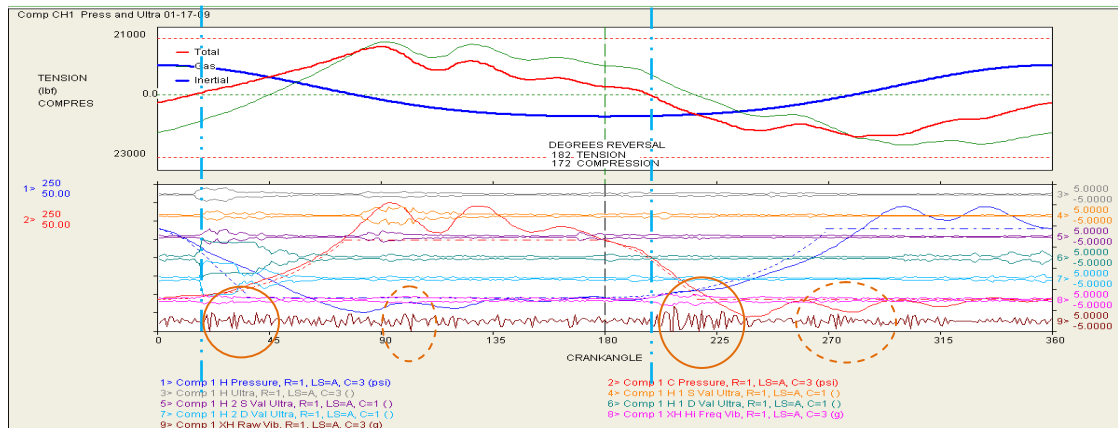


**Figura .:** Ultrasonido medido en el espaciador de la segunda etapa, H (a) y C (b).

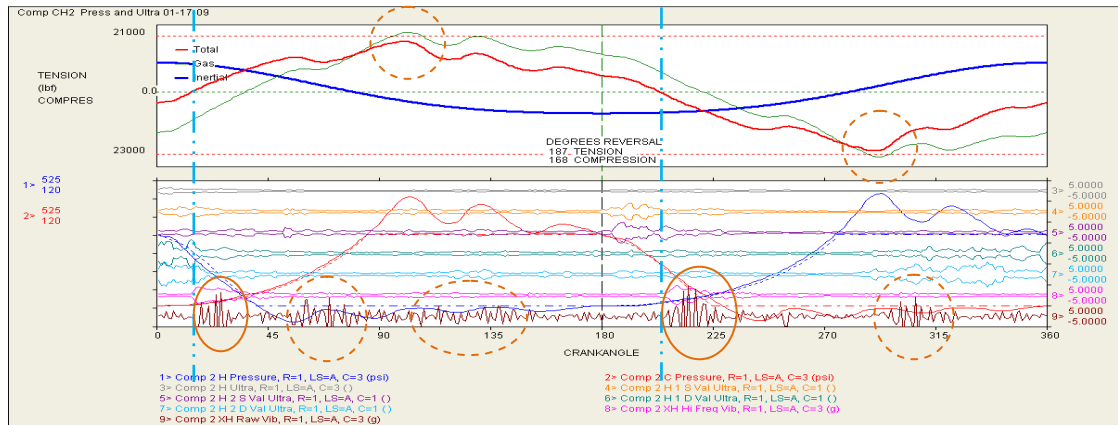
- **Carga sobre el vástago y problemas en el conjunto reciprocante**



**Figura .:** Vibración baja frecuencia de la cruceta etapa 1 (a) y 2 (b) (Durante período análisis).

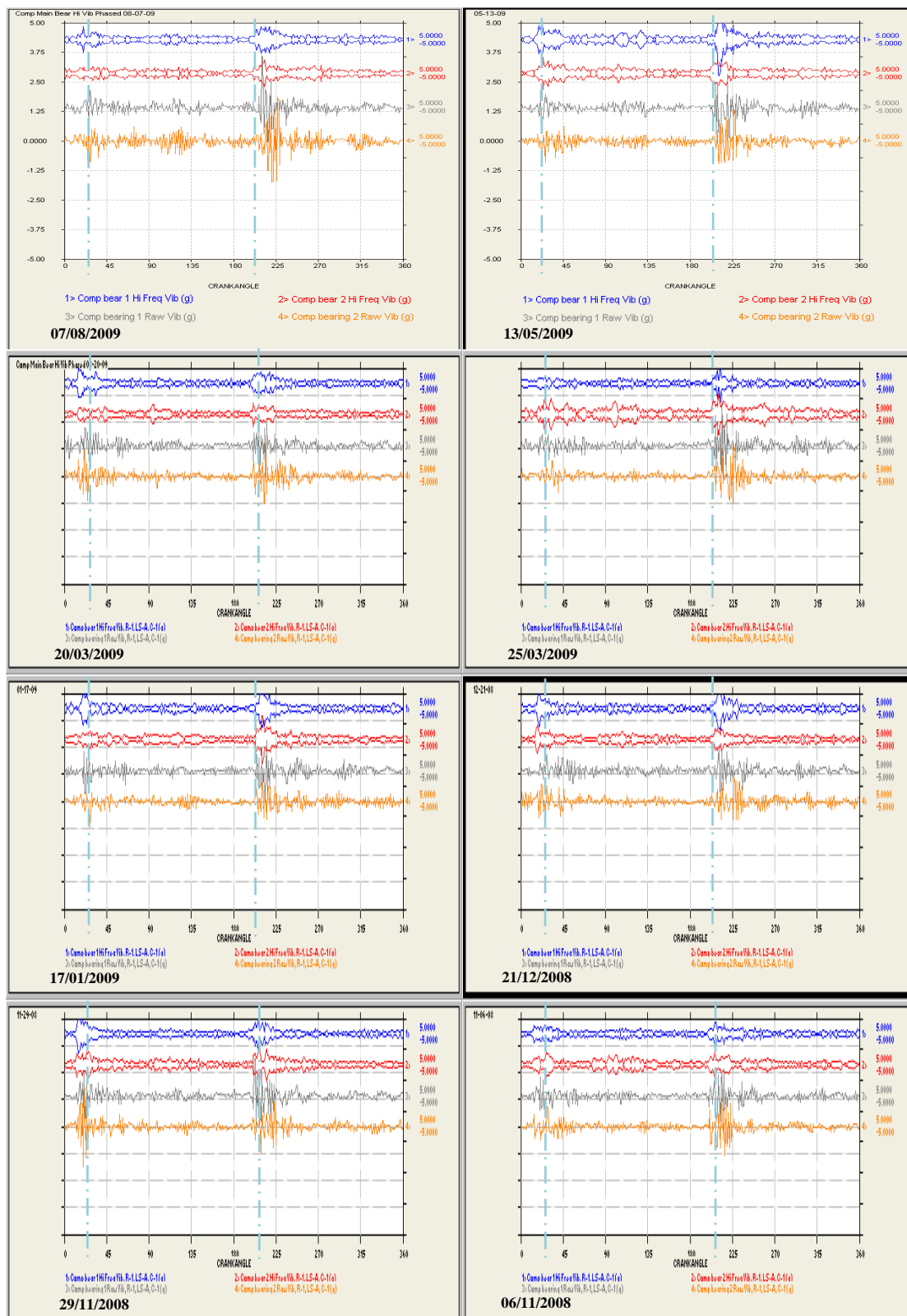


**Figura .:** Curvas de la carga sobre el vástago y vibración en baja y alta frecuencia de la cruceta de la primera etapa. (Crítico 17/01/2009)

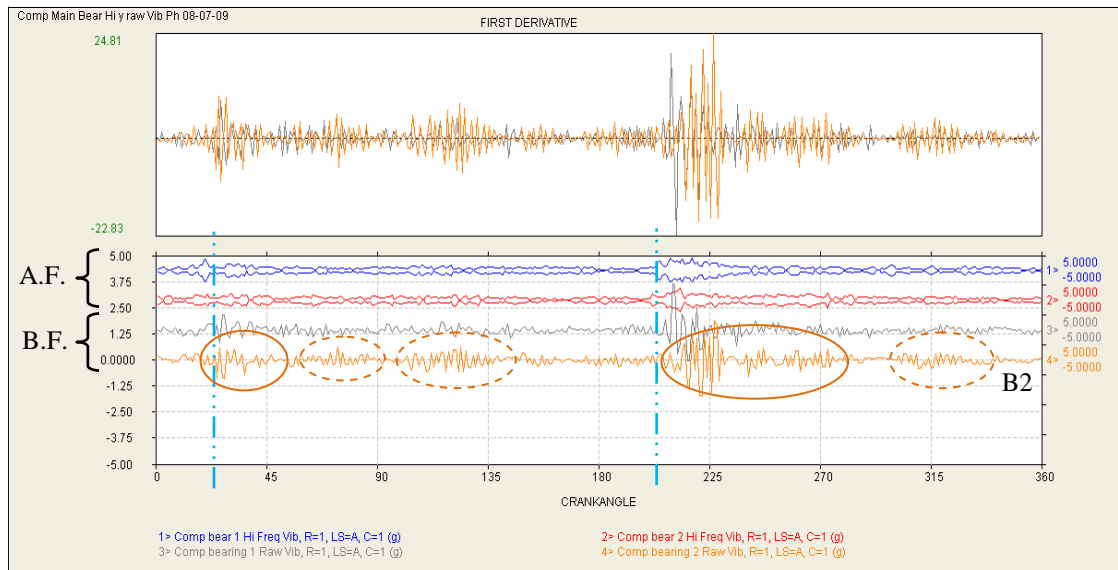


**Figura .:** Curvas de la carga sobre el vástago y vibración en baja y alta frecuencia de la cruceta de la segunda etapa. (Crítico 17/01/2009).

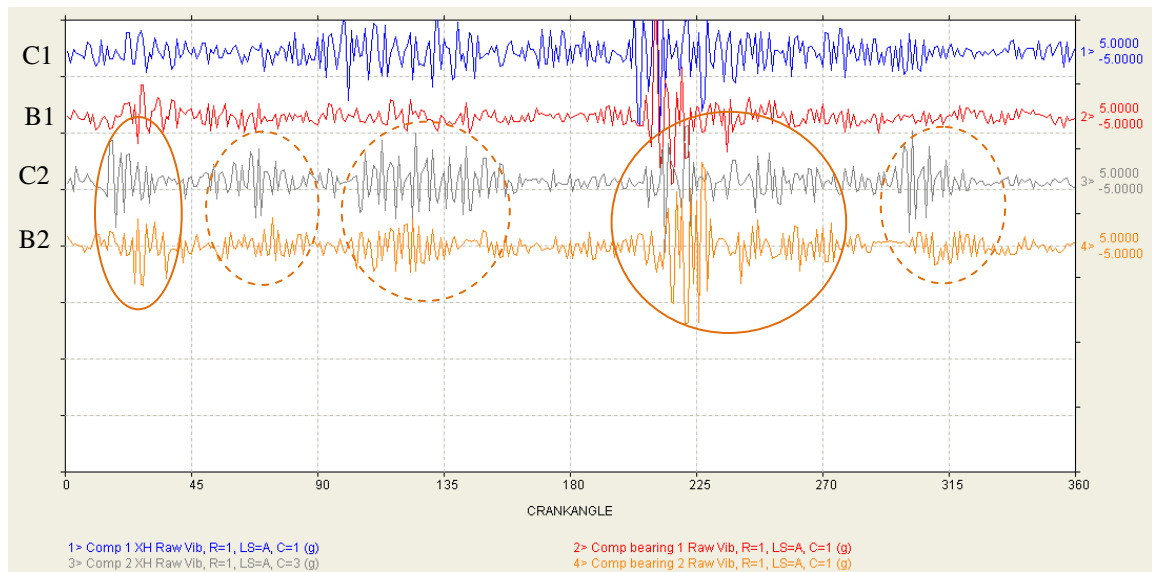
- **Problema en los cojinetes de bancada.**



**Figura .:** Vibración en baja y alta frecuencia de las bancadas (Durante período análisis)



**Figura .:** Vibración en alta y baja frecuencia de las bancadas (07/08/2009).



**Figura .:** Vibración en baja frecuencia de las crucetas y bancadas (07/08/2009).

• Reportes que nos da el equipo de monitoreo 'Windrock' del 17/01/2009

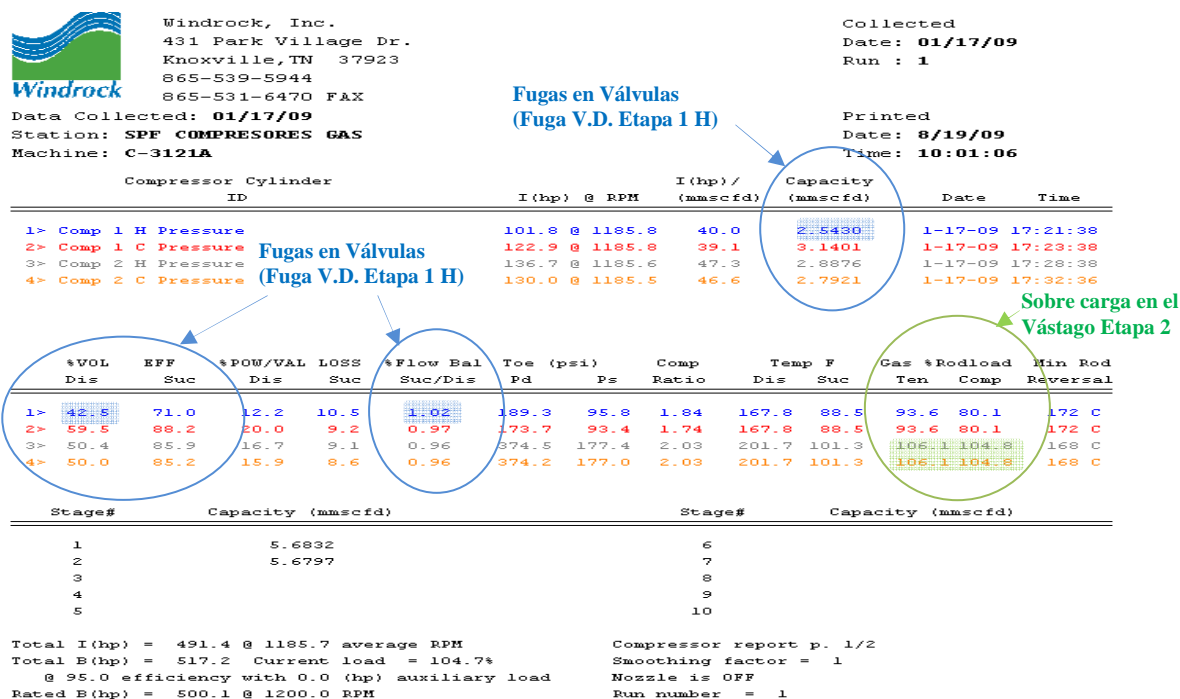


Figura .: Reporte del estado del compresor recíprocante. Parte 1 del 17/01/2009.

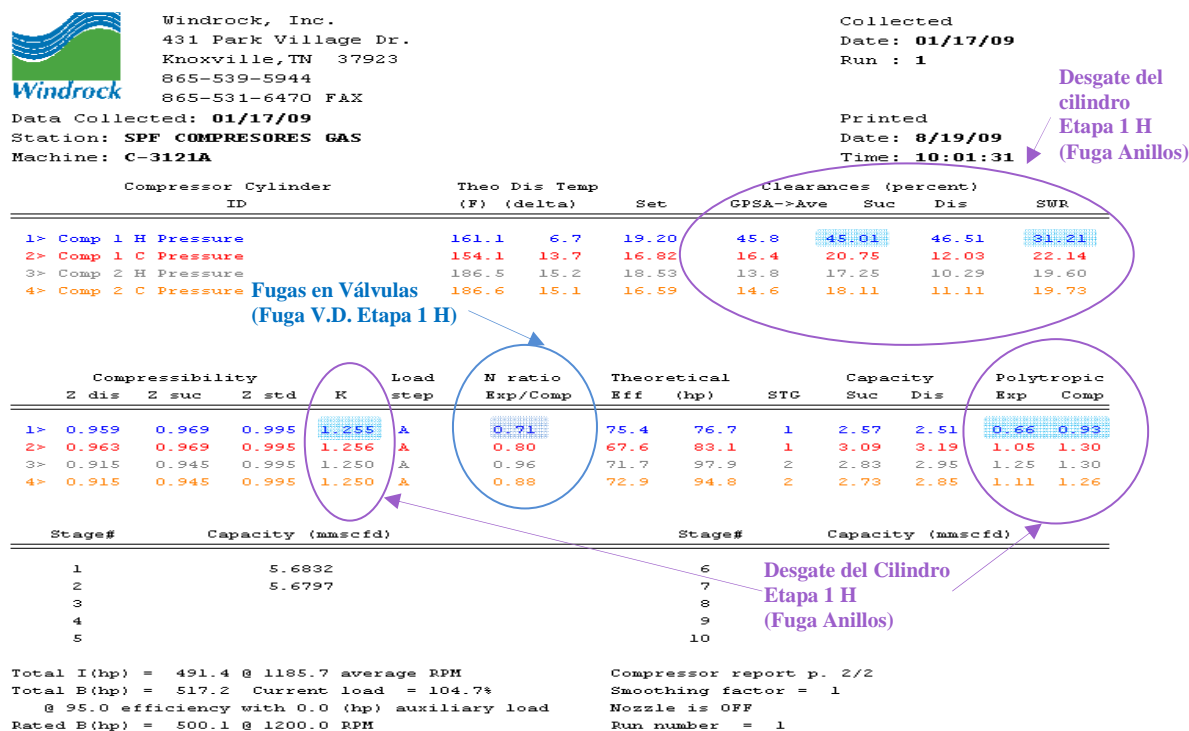


Figura .: Reporte del estado del compresor recíprocante. Parte 2 del 17/01/2009

	431 Park Village Dr. Knoxville, TN 37923 865-539-5944 865-531-6470 FAX		
	Data Collected:		
	Station: SPF COMPRESORES GAS		
	Machine: C-3121A		
	21/12/2008	17/01/2009	25/02/2009
Manual Reading Name	Reading	Reading	Reading
1> Comp 1 Suction Temp	82.40 (F)	88.50 (F)	87.90 (F)
2> Comp 1 Discharge Temp	163.30 (F)	167.00 (F)	168.80 (F)
3> Comp 2 Suction Temp	94.30 (F)	101.30 (F)	101.00 (F)
4> Comp 2 Discharge Temp	194.40 (F)	201.70 (F)	196.00 (F)
5> Comp 1 H 1 S Val Cap Temp	85.40 (F)	91.20 (F)	87.90 (F)
6> Comp 1 H 2 S Val Cap Temp	86.00 (F)	93.40 (F)	85.70 (F)
7> Comp 1 H 1 D Val Cap Temp	161.70 (F)	166.30 (F)	163.30 (F)
8> Comp 1 H 2 D Val Cap Temp	162.90 (F)	167.80 (F)	162.00 (F)
9> Comp 1 C 1 S Val Cap Temp	85.40 (F)	93.40 (F)	89.10 (F)
10> Comp 1 C 2 S Val Cap Temp	86.90 (F)	95.50 (F)	87.60 (F)
11> Comp 1 C 1 D Val Cap Temp	163.00 (F)	169.10 (F)	165.10 (F)
12> Comp 1 C 2 D Val Cap Temp	162.60 (F)	169.00 (F)	163.00 (F)
13> Comp 2 H 1 S Val Cap Temp	97.90 (F)	105.90 (F)	96.10 (F)
14> Comp 2 H 2 S Val Cap Temp	96.70 (F)	106.00 (F)	96.70 (F)
15> Comp 2 H 1 D Val Cap Temp	191.60 (F)	199.00 (F)	189.00 (F)
16> Comp 2 H 2 D Val Cap Temp	191.30 (F)	199.60 (F)	189.00 (F)
17> Comp 2 C 1 S Val Cap Temp	100.40 (F)	107.70 (F)	101.00 (F)
18> Comp 2 C 2 S Val Cap Temp	97.60 (F)	104.70 (F)	94.60 (F)
19> Comp 2 C 1 D Val Cap Temp	191.30 (F)	198.70 (F)	189.00 (F)
20> Comp 2 C 2 D Val Cap Temp	189.80 (F)	196.90 (F)	186.20 (F)

**Figura .:** Reporte de temperaturas medidas compresor reciprocante  
(Crítico 17/01/2009).

#### 5.3.3.4. Interpretación y análisis técnico del monitoreo dinámico del compresor reciprocante.

- **Fuga en las válvulas.**

a) **Monitoreo 29/07/08, crítico antes del mantenimiento realizado en los compresores.**

En las gráficas de ultrasonido y vibración de cada válvula en lado cabeza y cigüeñal de la primera etapa se observa que existe una fuga en las válvulas, ya que se tiene ultrasonido y vibración extendida (Ver figs. 5.28 y 5.30 a). En los dos lados del pistón lo crítico se da en las válvulas de descarga en especial en el lado cabeza. Esto se ratifica en la

curva PV normal y logarítmica, como también por el valor menor que 1 del N ratio (Ver figs. 5.31 a y 5.32 a).

En las gráficas de ultrasonido, vibración y las curvas de presión de cada válvula en lado cabeza y cigüeñal de la segunda etapa se observa que existe una fuga en las válvulas ya que se tiene ultrasonido y vibración extendida, y curvas de presión fuera de lo normal (Ver figs. 5.29 y 5.30 b). La fuga crítica en el lado cabeza se da en las válvulas de succión en especial vs1 y en el lado cigüeñal lo crítico se da en las válvulas de descarga en especial en la vd1. Esto se ratifica en la curva PV normal y logarítmica, como también por el valor de N ratio (Ver figs. 5.31 b y 5.32 b).

En el cilindro 1 se debería revisar las válvulas de descarga mientras que en el cilindro 2 se deberá revisar las válvulas de succión y descarga. Después de la recomendación que realizara CBM se encontró que todas las válvulas se encontraban en mal estado por lo que se las remplazo por válvulas reparadas.

#### **b) Periodo crítico después del cambio de válvulas**

Luego de analizar las gráficas para cada uno de los periodos de muestreo se tiene que el 17/01/2009 es el más crítico después del mantenimiento, para esta fecha se analiza en forma más detallada ya que después del 29/07/2008 se realizó un cambio de válvulas.

### Primera etapa

En las gráficas de ultrasonido de cada válvula en lado cabeza y cigüeñal se tiene una probable fuga en las válvulas debido a que se tiene una onda de ultrasonido alta en el proceso de expansión y compresión respectivamente (Ver figs. 5.33 y 5.34). Lo crítico en lado cabeza se da en las **vd1** y **vd2** y en el lado cigüeñal en la **vd1**. Mientras que en las gráficas de vibración de las válvulas Lado cabeza y cigüeñal existe una probable fuga en las válvulas de admisión y descarga debido a la vibración extendida (Ver fig. 5.35). Lo crítico en lado cabeza se dan en las **vs2** y **vd2**, y en el lado cigüeñal en las **vs1**, y **vd1**.

En la curva PV normal y logarítmica del lado cabeza y cigüeñal se ratifica que existe fuga en las válvulas de descarga (Ver fig. 5.36). Como también por el valor menor que 1 del N ratio en las gráficas y por los valores de capacidad, eficiencia volumétrica, esto se debería reflejar de igual forma en el balance de flujo en lado cabeza pero como también existe fuga en las válvulas de succión esta en un valor neutral de 1 (Ver figs. 5.49 y 5.50). Además también se refleja en las temperaturas que son mayor al anterior período de monitoreo (Ver fig. 5.51).

### Segunda etapa

En las gráficas de ultrasonido de cada válvula en lado cabeza y cigüeñal se tiene una probable fuga en las válvulas debido a que se tiene una apertura expansionada de las válvulas en el proceso de expansión y compresión respectivamente (Ver figs. 5.37 y 5.38). Lo crítico en lado cabeza y cigüeñal se da en las **vd1** y **vd2**. Mientras que en las gráficas de vibración de las válvulas lado cabeza y cigüeñal existe una probable fuga en las



válvulas de admisión y descarga debido a una apertura fuerte con vibración extendida (Ver fig. 5.39). Lo crítico en lado cabeza se da en la vs2 teniendo en cuenta que las vs1, vd1 y vd2 tienen valores altos de vibración, y en el lado cigüeñal son las **vd1** y **vd2**.

En la curva PV normal y logarítmica del lado cabeza y cigüeñal se ratifica que existe una pequeña fuga en las válvulas de descarga (Ver fig. 5.40). Como también por el valor menor que 1 del N ratio en las gráficas y por los valores de capacidad, eficiencia volumétrica, N ratio, en el balance de flujo y en las temperaturas que son mayor al anterior período de monitoreo, esto se lo tiene el reporte (Ver fig. 5.51).

En la primera etapa en el lado cabeza se debería revisar vd2 y en el lado cigüeñal se debería dar seguimiento a la vd1, mientras que en la segunda etapa en el lado cabeza y cigüeñal se debería revisar vd1 y vd2. Hasta el último monitoreo persiste el problema de fuga en las válvulas, la causa sería que los resortes de las válvulas están defectuosos por lo que se debería realizar una revisión de todas las válvulas ya que esto afecta al normal funcionamiento del compresor lo cual provoca daños en el conjunto reciprocante y esto a su vez afecta a los cojinetes.

- **Fugas en los anillos y en el paking durante el período de análisis.**

En los dos cilindros del compresor se tiene:

En las gráficas de ultrasonido para el lado cabeza tanto para la primera y segunda etapa se tiene que existe una probable pequeña fuga en los anillos del pistón porque se presenta una expansión en la onda de ultrasonido (Ver figs. 5.41 a y 5.42 a). La causa sería debido a desgaste de los anillos o del cilindro, siendo el más crítico el 06/11/2008 en

la primera etapa que está en relación con el mayor desgaste que se tiene en el análisis de aceite que es el 16/09/2008. Desde esta fecha el ultrasonido se ha mantenido debido al desgaste que se produjo lo cual se ve reflejado también en el reporte.

Mientras que en las gráficas de ultrasonido para el lado cigüeñal tanto para la primera y segunda etapa se tiene que se presenta una pequeña fuga en el paking por dos variaciones que presentan el ultrasonido, que también son debido al reflejo de la inversión dinámica que se produce en el conjunto reciprocante, como también se tiene ultrasonido expandido (Ver figs. 5.41 b y 5.42 b). Siendo el más crítico el 06/11/2008 después del mantenimiento.

Se debe señalar que el 09/07/2008, que es la fecha crítica por lo que se realizó el mantenimiento (antes del 06/11/2008); en el lado cabeza no existía presencia de fuga en los anillos mientras que en el lado cigüeñal existía la posibilidad de una pequeña fuga en el paking. Hasta el último monitoreo se ha mantenido en el mismo nivel el problema de las fugas por lo que se debería planificar que en el próximo mantenimiento se los revisen.

- **Carga sobre el vástago y problemas en el conjunto reciprocante**

En la gráfica de la vibración tomada en la cruceta y de la carga en el vástago de la primera etapa se tiene que el 17/01/2009 es el más crítico después del mantenimiento que se realizó en el compresor en donde se tiene un inicio de problemas en conjunto reciprocante en especial en la cruceta por la presencia de dos impactos en la inversión dinámica ya que se considero todo el peso del conjunto reciprocante para la carga total, además también se observan pequeños impactos la causa sería un inicio de falla en los

cojinetes. La carga sobre el vástago es normal por lo que se encuentra en buen estado (Ver figs. 5.43 a y 5.44).

De igual manera en la gráfica de vibración de la cruceta y de la carga del vástago de la segunda etapa se tiene que el 01/17/2009 es el más crítico, debido a que existen varios impactos los dos más grandes se dan en la inversión dinámica (Ver fig. 5.43 b), la causa sería problemas en la cruceta o conjunto reciprocante en especial en el vástago debido a que se tiene excesiva carga de gas que se ve reflejado en el gráfico y en el porcentaje de carga que da el reporte que es mayor al 100% (Ver figs. 5.45 y 5.49), lo cual está afectando a los cojinetes ya que se presentan varios impactos mayores a los de la primera etapa lo que significa que existe desgaste.

Se debe indicar que la vibración en la cruceta es la misma para el lado cabeza y cigüeñal. Además que en las dos etapas se debería revisar la cruceta y sus respectivas holguras ya que hasta el último monitoreo persiste el problema de varios impactos. También se debería modificar las presiones de trabajo para aminorar la carga del gas, esto con el fin de disminuir las fuerzas que ejerce el gas en la segunda etapa, debido a que existe una sobrecarga en el vástago que persiste hasta el último monitoreo y estos provocaría graves problemas en los elementos del compresor.

- **Problema en los cojinetes de bancada**

En las gráficas de vibración de baja y alta frecuencia de los cojinetes de bancada se tiene que durante el período de análisis se da dos impactos grandes que serian el reflejo del problema en el conjunto reciprocante ya que se encuentra en la inversión dinámica (Ver fig. 5.46). El 07/08/2009 que es el problema más crítico se tiene que además de los dos impactos grandes que se dan a los 30 y 210 grados, que son una vibración característica de inicio de desgaste en los compresores Ariel, existe 3 impactos medianos lo que podría ser causa de problemas de desgaste en los cojinetes, siendo el cojinete de la bancada 2 el más crítico que esta relaciona con el problema en el conjunto reciprocante en la etapa 2 (Ver figs. 5.47 y 5.48).

Hasta el último monitoreo se han mantenido los impactos por lo que se debería revisar los dos cojinetes de bancada como también los cojinetes de biela, ya que esto podría provocar graves problemas en el compresor.

#### **5.3.3.5. Reporte del monitoreo dinámico del compresor reciprocante C 3121 A.**

A continuación se muestran el reporte del monitoreo del monitoreo dinámico del equipo durante el período de análisis.

**Tabla .: REPORTE MONITOREO DINÁMICO DEL COMPRESOR C-3121A.**

<b>TIPO DE REPORTE:</b> Monitoreo dinámico	<b>SITIO:</b> PLANTA SPF
<b>TAG MAQUINA:</b> C-3121A	<b>EQUIPO MEDICIÓN:</b> Windrock 6310
<b>EQUIPO:</b> Ariel JGJ/2	<b>FECHA MONITOREO:</b> 29/07/2008 --- 20/03/2009

<b>Comentarios Generales</b>
El compresor durante el período de análisis está funcionando con un capacidad promedio mayor a 6 MMSCFD, con 1185 RPM, consumiendo una potencia mayor a 500 hp, lo que equivale a una carga mayor de 100%

Componente	Recomendación	Diagnóstico	Causa	Condición
<b>VÁLVULAS</b>	<b>General</b>	Durante el período de análisis existe una fuga en las válvulas en especial en las de descarga, la más relevante después del mantenimiento se da el 17/01/2009 (Análisis de las válvulas para esta fecha)	Deterioro de los resortes	<b>Alarma</b>
	<b>CILIND. 1 1° etapa</b>	Revisar los resortes y el estado de las válvulas de descarga.	1 HD 1: Ultrasonido fuerte después de la apertura de la válvula y mediana fuga por vibración expandida.	<b>Alarma</b>
		1 HD 2: Ultrasonido fuerte después de la apertura de la válvula y mediana fuga por vibración expandida.	Deterioro alto de resortes y válvula con paso	<b>Alarma</b>
		1 CD 1: Apertura fuerte de válvula con vibración media después del cierre y ultrasonido expandido.	Deterioro alto de resortes y válvula con paso	<b>Alarma</b>
	<b>CILIND. 1 2° etapa</b>	2 HD 2: Vibración y ultrasonido expandido.	Deterioro moderado de resortes	<b>Seguimiento</b>
		2 CD 1: Apertura moderada de válvula con vibración media después del cierre y ultrasonido expandido.	Válvula con inicio de falla	<b>Seguimiento</b>
<b>PACKING</b>	Planificar una futura revisión del packing.	2 CD 1: Apertura moderada de válvula con vibración media después del cierre y ultrasonido expandido.	Válvula con inicio de falla	<b>Seguimiento</b>
<b>ANILLOS</b>	Planificar una futura revisión de los anillos y del cilindro.	Durante el período de análisis se tiene una leve fuga en las dos etapas por una pequeña onda de ultrasonido expansionada (L.C). La más relevante se da el 06/11/2008	Inicio de falla en alguna empaquetadura	<b>Seguimiento</b>
<b>CRUCETA</b>	<b>C1</b>	Disminuir frecuencia de monitoreo	Durante el período de análisis se tiene una leve fuga en las dos etapas por una pequeña onda de ultrasonido expansionada (L.H.). La más relevante se da el 06/11/2008	Inicio de falla en alguna empaquetadura
	<b>C2</b>	(Revisar las holguras y estado de la cruceta.)	Durante el período de análisis se tiene una leve fuga en las dos etapas por una pequeña onda de ultrasonido expansionada (L.H.). La más relevante se da el 06/11/2008	Inicio de falla en alguna empaquetadura
<b>CARGA - VÁSTAGO</b>	<b>C1</b>	Disminuir las presiones de trabajo.	Durante el período de análisis se tiene una leve fuga en las dos etapas por una pequeña onda de ultrasonido expansionada (L.H.). La más relevante se da el 06/11/2008	Inicio de falla en alguna empaquetadura
	<b>C2</b>	Disminuir las presiones de trabajo.	Durante el período de análisis se tiene una leve fuga en las dos etapas por una pequeña onda de ultrasonido expansionada (L.H.). La más relevante se da el 06/11/2008	Inicio de falla en alguna empaquetadura
<b>BANCADAS</b>	Revisar los cojinetes de bancada y biela.	Durante el período de análisis se tiene una leve fuga en las dos etapas por una pequeña onda de ultrasonido expansionada (L.H.). La más relevante se da el 06/11/2008	Inicio de falla en alguna empaquetadura	<b>Seguimiento</b>

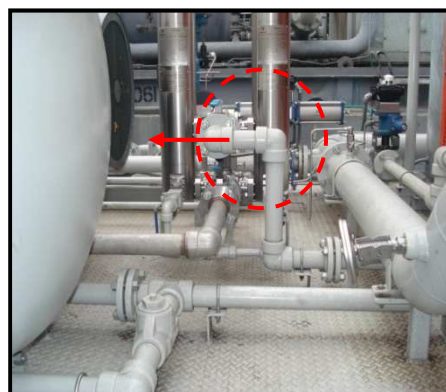
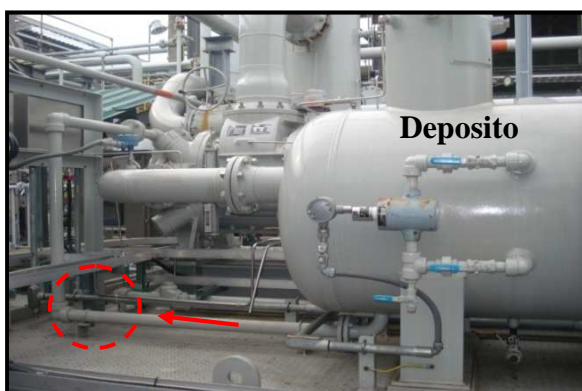
#### 5.4. Presentación de resultados de los compresores de tornillo C 2067 C.

##### 5.4.1. Análisis de aceite de los compresores de tornillo.

Para los compresores de tornillo no se tiene establecido el muestreo de aceite por lo que se realizó un análisis para poder determinar en qué lugar se debe tomar la muestra de aceite y que tipos de análisis se deben realizar.

Lo recomendado para el lugar de la toma de muestra de aceite es que se debe colocar una válvula entre la bomba y el filtro del lubricante, generalmente en donde existe variación de dirección (Flujo turbulento) y en el sentido que se encuentre fluyendo el lubricante. En el caso de los compresores de tornillo se debería tener principalmente dos puertos de muestreo debido a los problemas de funcionamiento en los siguientes lugares:

- Una válvula antes del filtro, que no existe, para poder determinar la condición del lubricante.
- Otra válvula después del filtro-separador (deposito), que no existe, para poder determinar el funcionamiento del separador (presencia de condensado en el aceite).



**Figura .:** Lugares de muestreo de aceite en los compresores de tornillo.

Los análisis que se deberían realizar para el aceite sintético que es utilizado, deben estar en relación a las condiciones de funcionamiento del equipo. Los que se deberían realizar son:

- Análisis espectroscópico, que es un análisis químico para poder determinar el contenido de metales de desgaste, contaminantes y aditivos presentes en el lubricante en ppm mediante el método ASTM-D-5185.
- Análisis espectroscópico infrarrojo por transformadas de Fourier (FTIR), este se lo realiza para analizar hollín, oxidación, sulfatación, nitruración y porcentaje de anti-oxidante mediante la norma ASTM- E-1252.
- Análisis físico de la viscosidad a 100 C con el método ASTM-D-445.
- Análisis químico del número ácido total (TAN), (mg KOH /g) con el método ASTM D-664, D-974.
- Análisis del contenido de residuos de agua mediante el método ASTM-D-95, D-96, D-1744 y D-6306.
- Análisis del punto de inflamación mediante el método ASTM-D92, D-93.

## **5.4.2. Presentación de las tendencias de los datos operacionales del compresor de tornillo C 2067 C.**

### **5.4.2.1. Consideraciones**

Los datos operacionales se los toma a partir del 09/06/2009 hasta 29/08/2009, estos se encuentra en el anexo 9. Los cuales se los utilizara para determinar la condición del equipo. La metodología utiliza es de la siguiente manera, los datos se toman directamente desde el panel de control de los compresores, luego se los tabula para podernos ordenar y obtener así sus tendencias. Los datos operacionales que se toma son:

- Presión de succión y descarga del compresor
- Presión de descarga final.
- Temperatura de descarga del compresor.
- Presión del aceite.
- Nivel de aceite del depósito y del cárter.

### **5.4.2.2. Establecimiento de límites para los datos operativos del compresor de tornillo C 2067 C.**

Se estableció límites objetivos que se deben tener en los compresores de tornillo para un buen funcionamiento, por lo que el fabricante recomienda valores de los parámetros importantes de funcionamiento. También se estableció el valor normal al que deberían funcionar en base al promedio de los datos de análisis. A continuación se tiene los límites para los compresores de tornillo.



**Tabla .: LÍMITES DE LOS DATOS OPERACIONALES COMPRESORES TORNILLO.**

Datos	Unidad	Normal	Objetivo
Presión de succión	psi	0,30	50
Presión final de descarga (Separador)	psi	34,14	240
Presión de descarga del compresor	psi	40,30	250
Diferencia de presión	psi	6,16	>8
Temperatura de descarga	F	179,57	<225
Presión de aceite	psi	23,43	>20
Nivel de aceite del deposito	%	5,07	3 y 6
Nivel de aceite del cárter	%	61,57	>50

#### 5.4.2.3. Gráficas de tendencias de los datos operacionales del compresor de tornillo C 2067 C.

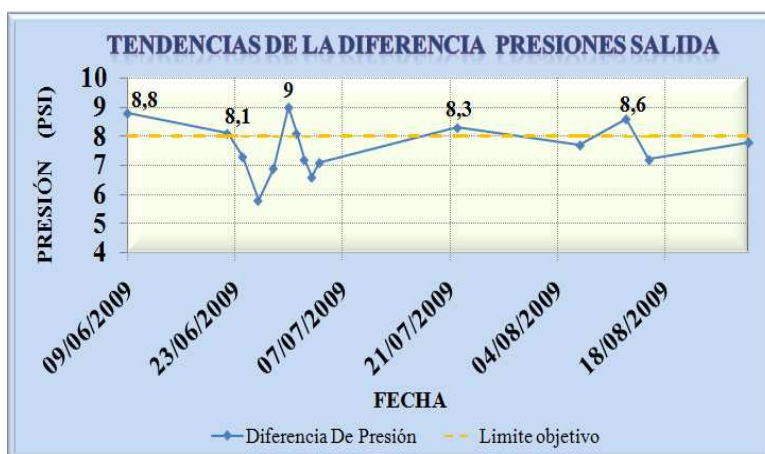


**Figura .:** Tendencia de presión succión y descarga compresor.

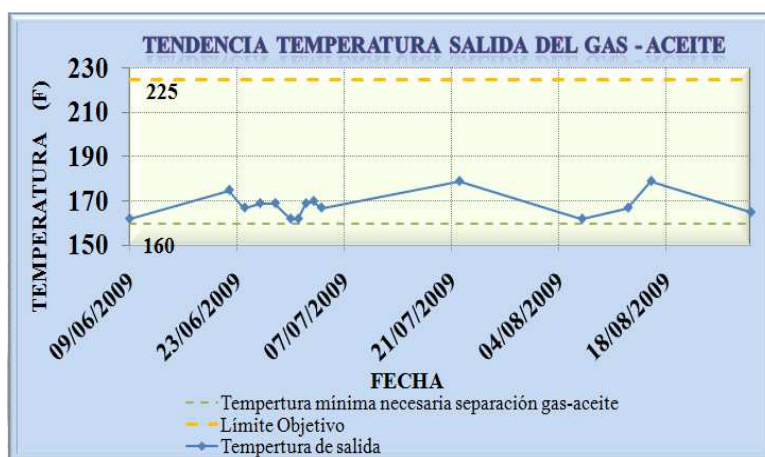
<sup>30</sup> Límites objetivos establecidos en función de lo recomendado por el fabricante, Garder Denver. Mientras que los valores normales son el promedio de los datos recolectados.



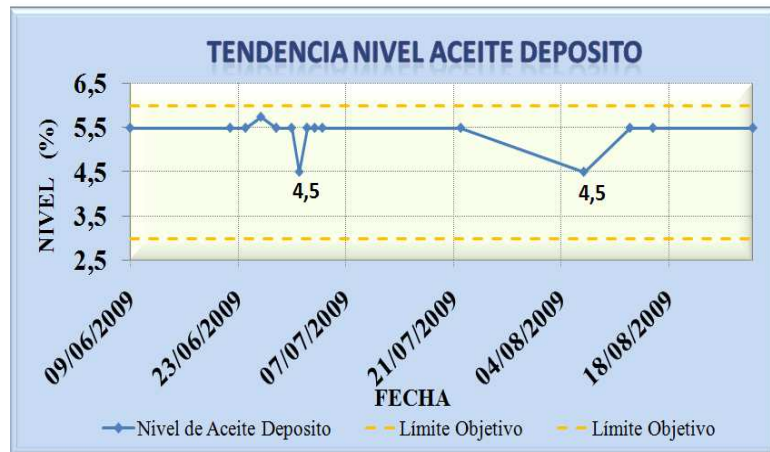
**Figura .:** Tendencia de presión descarga compresor y final (Separador).



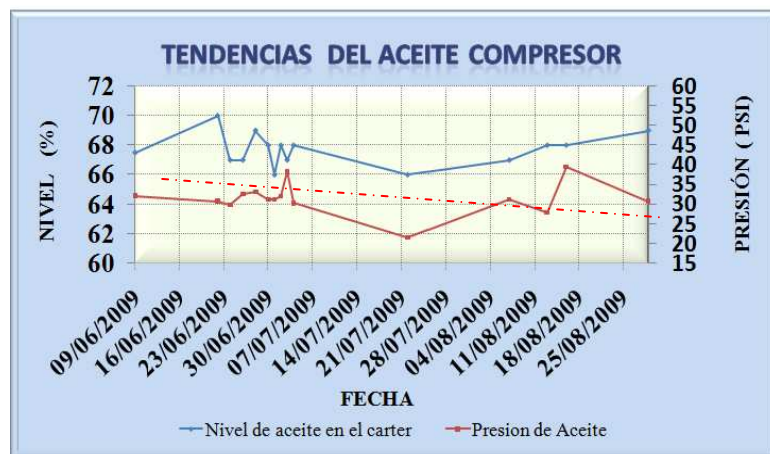
**Figura .:** Tendencia de la diferencia de presión compresor.



**Figura .:** Tendencia temperatura salida gas - aceite.



**Figura .:** Tendencia del nivel del depósito aceite compresor.



**Figura .:** Tendencia de la presión y nivel (Cárter) de aceite compresor.

#### 5.4.2.4. Interpretación y análisis técnico de las tendencias de los datos operacionales del compresor de tornillo C 2067 C.

A continuación se detalla el análisis de los datos operacionales del compresor.

En la gráfica de las tendencias de presiones en la que se compara la presión de succión y descarga del compresor se tiene que la variación es normal, pero la capacidad de funcionamiento del compresor no es la adecuada debido a que se tiene una baja presión de

succión (Ver fig. 5.53). Mientras que en la comparación que se realiza entre la presión de descarga del compresor y la presión final de descarga (después del separador) se tiene que la caída de presión en varias ocasiones es mayor a lo recomendado por el fabricante que es 8 psi (Ver figs. 5.54 y 5.55), la causa de esto se debería a que el filtro separador se encuentra obstruido por suciedad por lo que se debería cambiarlo.

Referente a la temperatura de salida del gas - aceite del compresor, se tiene que es menor que la máxima que recomienda el fabricante que es de 225, sin embargo, se encuentra muy cercana a la temperatura mínima que se necesita para que se dé una buena separación del aceite y el gas que es 160 (Ver fig. 5.56). La causa es porque el compresor no se encuentra funcionando a una buena capacidad lo que provocaría que se tenga presencia de condensado en el aceite, debido a que el gas existe vapor de agua.

En las gráficas de tendencias de nivel y presión de aceite se tiene, que la cantidad del lubricante en el depósito ha disminuido en dos ocasiones en forma rápida por lo que se ha tenido un excesivo consumo (Ver fig. 5.57), la causa sería que el filtro separador o la línea de retorno de aceite a la cámara de compresión se encuentran obstruidos por suciedad lo que provocaría que el aceite se presurice por la presión del gas y no se produzca la adecuada separación entre aceite y el gas, provocando que este fluya hacia la tubería de descarga. Mientras que en la gráfica de presión del aceite se tiene una gran variación durante el período de análisis con una tendencia a disminuir (Ver fig. 5.58), la causa sería un mal funcionamiento de la bomba de lubricación que posteriormente se ratifica en el análisis de vibraciones.

#### 5.4.2.5. Reporte del monitoreo de datos operacionales del compresor de tornillo

##### C 2067 C.

A continuación se muestran el reporte de datos operacionales de la condición del equipo durante el período de análisis.

**Tabla .:** REPORTE DE DATOS OPERACIONALES DEL COMPRESOR DE TORNILLO C 2067 C.

REPORTE DE DATOS OPERACIONALES					
MÁQUINA:	Compresor de Tornillo	NUM. ETAPAS:	1	CAPACIDAD:	1,5 MMFCD
TAG:	C – 2067 C	VELOCIDAD:	929 -2998 RPM	POTENCIA MÁXIMA:	660 Hp
MODELO:	SSY G 99C	COMBUSTIBLE:	Gas	LUBRICANTE:	AEON NG H10
MARCA:	Gardner Denver	PERIODO MONITOREO: Desde: 09/06/2008. Hasta: 29/08/2009.			
PARÁMETROS DE PRESIÓN				CONDICIÓN	Anormal
<p>Las presiones de succión y descarga del compresor se encuentran estables en su variación y dentro de los límites, pero la capacidad de funcionamiento no es la adecuada por la baja presión de succión.</p> <p>La caída de presión en el filtro separador en varias ocasiones es mayor a lo recomendado (8psi), la causa sería por que se encuentra obstruido.</p> <p><b>Recomendación:</b> Revisar el filtro separador.</p>					
PARÁMETROS DE TEMPERATURA				CONDICIÓN	Normal
<p>La temperatura de salida del gas – aceite del compresor es menor que la máxima recomendada por el fabricante (225), sin embargo, esta se encuentra muy cercano a la temperatura mínima que se necesita para que se dé una buena separación gas- aceite (160 °F).</p> <p>La causa es porque el compresor no encuentra trabajando a una buena capacidad, lo que provocaría que se tenga presencia de condensado en el aceite</p> <p><b>Recomendación:</b> Tratar de aumentar la presión de succión del gas o colocar en el depósito un calentador para el aceite. Revisar el sistema de enfriamiento del aceite.</p>					
PARÁMETROS DEL ACEITE				CONDICIÓN	Anormal
<p>El nivel de aceite en el depósito a disminuido en dos ocasiones en forma rápida (excesivo consumo), la causa sería que el filtro separador o la línea de retorno de aceite a la cámara de compresión se encuentren obstruidos, provocando que el aceite se presurice por la presión del gas y no se produzca la adecuada separación gas-aceite. (Aceite fluye con el gas hacia la tubería de descarga).</p> <p>La presión del aceite presenta una gran variación con tendencia a disminuir, la causa sería un mal funcionamiento de la bomba de lubricación.</p> <p><b>Recomendación:</b> Revisar el filtro separador y la línea de retorno de aceite a la cámara de compresión. Realizar monitoreo de vibraciones a la bomba de lubricación.</p>					

### 5.4.3. Presentación de resultados del monitoreo de vibración del compresor de tornillo mediante el equipo de vibraciones CSI 2130.

#### 5.4.3.1. Consideraciones.

La frecuencia de monitoreo es cada mes, y el período de análisis es desde el 09/02/2009 al 07/08/2009, las características del equipo monitoreado son:

**Tabla .: CARACTERÍSTICAS DEL COMPRESOR DE TORNILLO ANÁLISIS.** <sup>31</sup>

<b>Compresor de tornillo C 2067 B</b>			
<b>Rodamientos (Ubicación)</b>	<b>Codificación</b>	<b>Tipo</b>	<b>Velocidad de giro (Rpm)</b>
Lado acople (Eje motriz)	1	14 Rodillos cónicos	1800
Lado acople (Eje motriz)	2	14 Rodillos cónicos	1800
Lado acople (Tornillo motriz)	3	21 Rodillos	1350
Lado libre (Tornillo motriz)	4	15 Rodillos cónicos	1350
Lado libre (Tornillo conducido)	5	13 Rodillos cónicos	1350
Lado acople (Tornillo conducido)	6	16 Rodillos	1350
<b>Engranajes</b>	<b>Codificación</b>	<b>Tipo</b>	<b>Características</b>
Motriz	1	Helicoidal	Zr= 41 Dientes
Conducido	2	Helicoidal	Zr =55 Dientes
Acoplamiento	1	Rígido	

Además se tiene que el motor eléctrico que acciona al compresor gira a 1800 rpm y es de una potencia de 200hp, que la relación de transmisión de los engranajes es de  $R=3/4$ , por lo que el eje conducido gira a 1350 rpm. El numero de alabes de los tornillos por lo general son 4 en el conductor y 6 en el conducido. La bomba de lubricación se acopla al eje conducido.

<sup>31</sup> Las características del compresor tornillo se utilizan para la configuración del analizador de vibraciones, “CSI 2130”.

Las frecuencias de fallas se cálculo de la siguiente manera:

- **Para los engranajes**

Se utiliza la siguiente fórmula para determinar la frecuencia de engranaje (GMF).

$$GMF = N_v * Z_r \quad (5.15)$$

Donde:

$N_v$  = Velocidad de rotación del eje de engranaje.

$Z_r$  = Numero de dientes

La frecuencia de velocidad tanto del engranaje motriz y conducido esta dado por la velocidad a la que giran.

- **Para los rodamientos**

Se los realiza con las siguientes formulas de cálculo aproximado de frecuencia de fallos.

BSF = frecuencia de falla de giro de bolas o rodillos

$$BSF = 0,23 * N_b * N_v \quad \text{Si} \quad N_b < 10 \quad (5.16)$$

$$BSF = 0,18 * N_b * N_v \quad \text{Si} \quad N_b \geq 10 \quad (5.17)$$

FTF = frecuencia de falla canastilla

$$FTF = 0,4 * N_v \quad (5.18)$$

BPFI = Frecuencia de falla pista interior

$$FTF = 0,6 * Nb * Nv \quad (5.19)$$

BPFO = Frecuencia de falla pista exterior

$$BPFO = 0,4 * Nb * Nv \quad (5.20)$$

Donde:

Nb = Número de bolas o rodillos

Nv = Velocidad de rotación del eje (Acoplado al rodamiento) [rpm].

A continuación se muestran las frecuencias de fallas calculadas.

**Tabla .:** FRECUENCIA DE FALLAS DEL MOTOR Y DE LOS ENGRANAJES.<sup>32</sup>

Frecuencias de falla		
Tipo de frecuencia de falla	Valor calculado (rpm elemento)	Frecuencia detección de falla en el espectro (Orden)
Motor eléctrico (1XRPM)	1800	1XRPM ( Motor)
Engranaje motriz (1X Motriz)	1800	1XRPM ( Motor)
Engranaje conducido (1X Conducido)	1350	0,75X RPM ( Motor)
Engrane del motriz (1X GMF1)	73800	41XRPM ( Motor)
Engrane del conducido (1X GMF2)	74250	40XRPM ( Motor)

<sup>32</sup> Frecuencias de falla calculadas en función de la velocidad de rotación del eje del engranaje.



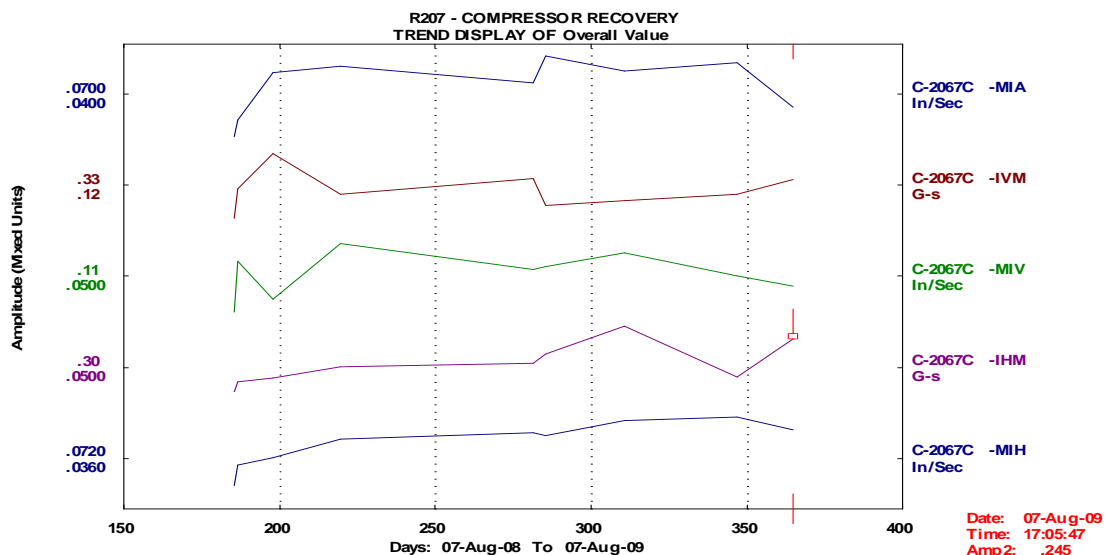
**Tabla .: FRECUENCIA DE FALLAS DE LOS RODAMIENTOS DEL COMPRESOR DE TORNILLO.<sup>33</sup>**

Frecuencias de falla de los rodamientos del compresor de tornillo C 2067 C								
Rodamiento	BSF		FTF		BPFI		BPFO	
	Calculado	Detección	Calculado	Detección	Calculado	Detección	Calculado	Detección
1	4536	2,52	720	0,4	15120	8,4	10080	5,6
2	4536	2,52	720	0,4	15120	8,4	10080	5,6
3	5103	2,835	540	0,3	17010	9,45	11340	6,3
4	3645	2,025	540	0,3	12150	6,75	8100	4,5
5	3159	1,755	540	0,3	10530	5,85	7020	3,9
6	3888	2,16	540	0,3	12960	7,2	8640	4,8

Calculado (RPM del elemento)    Detección (Orden frecuencia respecto a XRPM, M.E.).

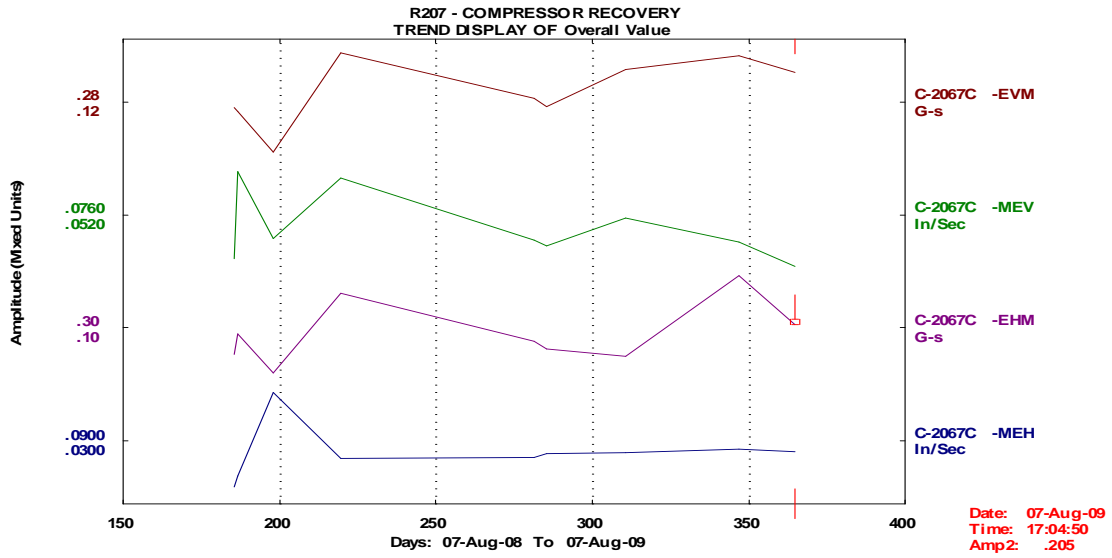
#### 5.4.3.2. Gráficas de monitoreo de vibraciones del compresor tornillo C 2067 C, que proporciona el equipo de monitoreo CSI 2130.

- **Tendencia de todos los puntos de muestreo durante el período de análisis.**

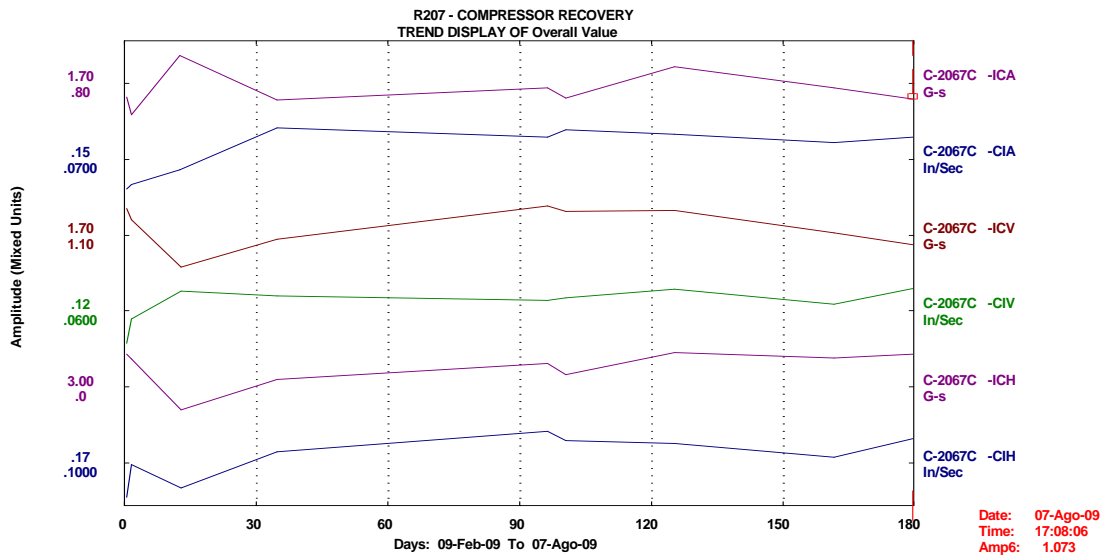


**Figura .:** Tendencias de puntos monitoreo interno del motor eléctrico en alta y baja frecuencia.

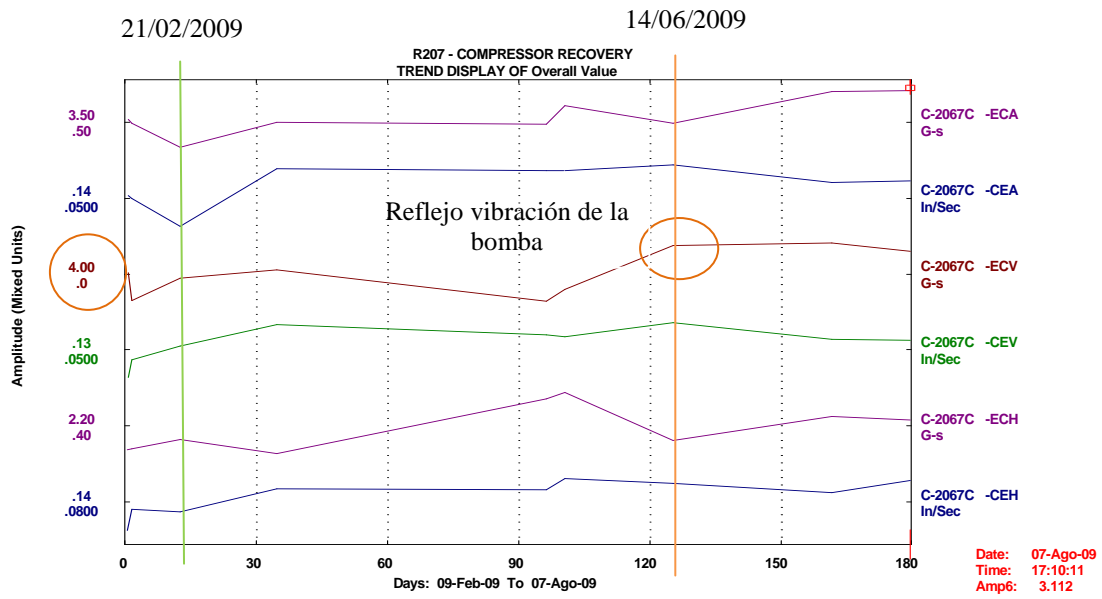
<sup>33</sup> Frecuencias de falla calculadas en función de la velocidad de rotación del eje del rodamiento.



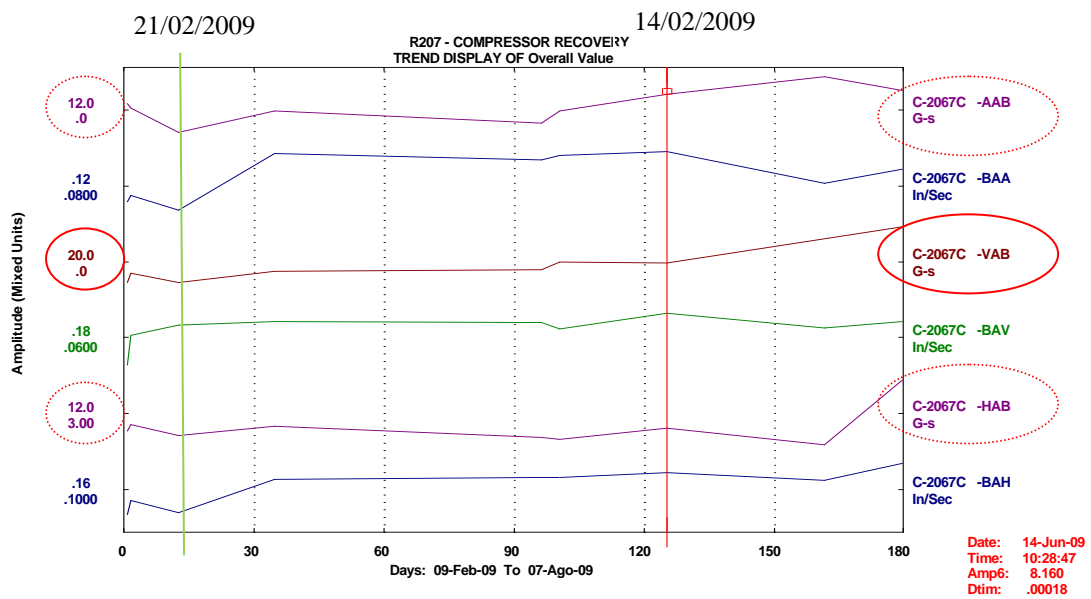
**Figura .:** Tendencias de puntos monitoreo externo del motor eléctrico en alta y baja frecuencia.



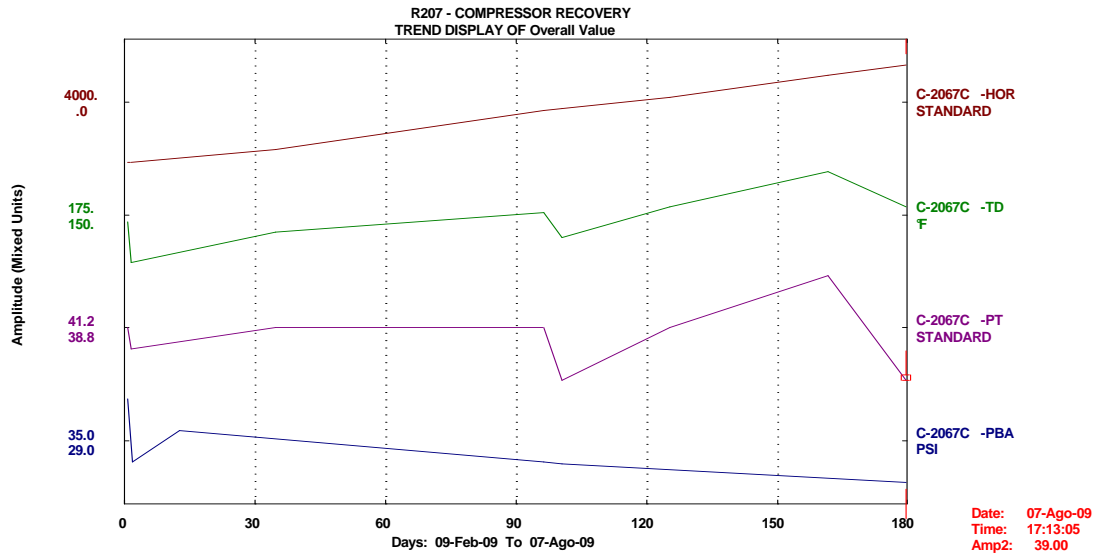
**Figura .:** Tendencias de puntos monitoreo interno del compresor de tornillo en alta y baja frecuencia.



**Figura .:** Tendencias de puntos de monitoreo externo del compresor recíprocante en alta y baja frecuencia.

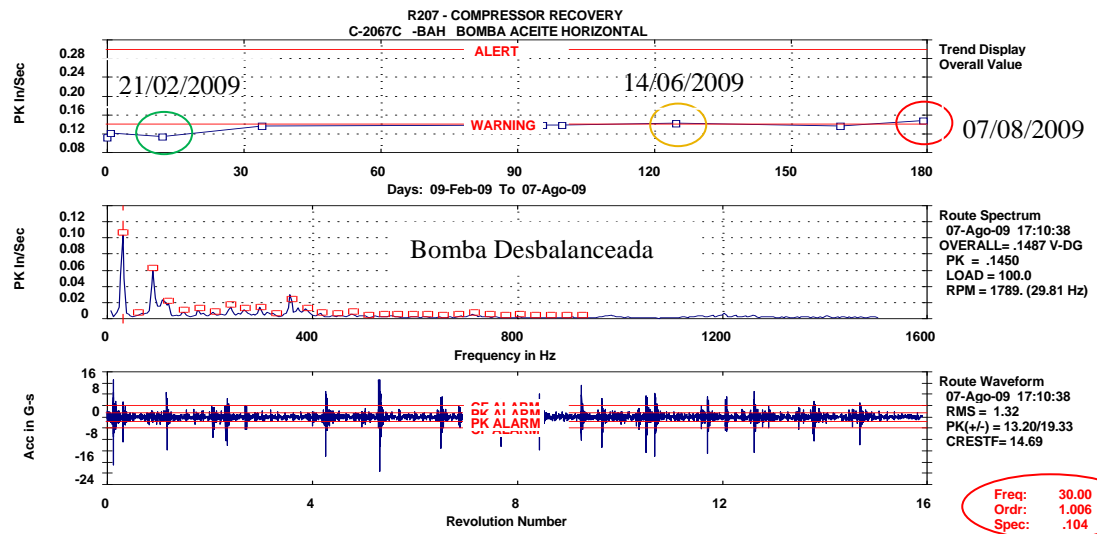


**Figura .:** Tendencias de puntos de monitoreo de la bomba de lubricación en alta y baja frecuencia (14-06-2009 inicio crítico).

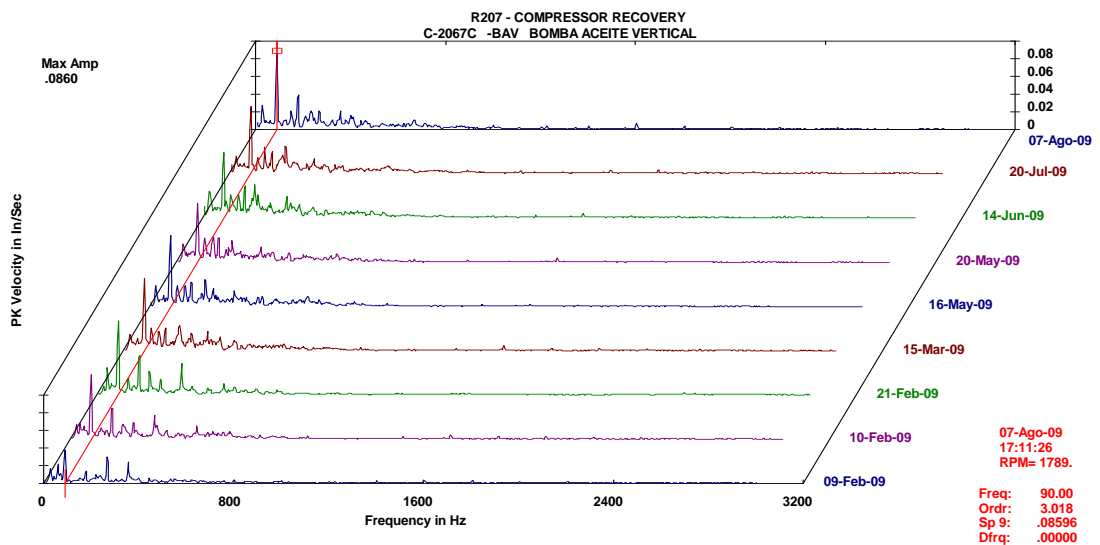


**Figura .:** Tendencias de la temperatura descarga (TD), presión final descarga (Separadora aceite-gas) (PT), presión de la bomba de aceite (PBA).

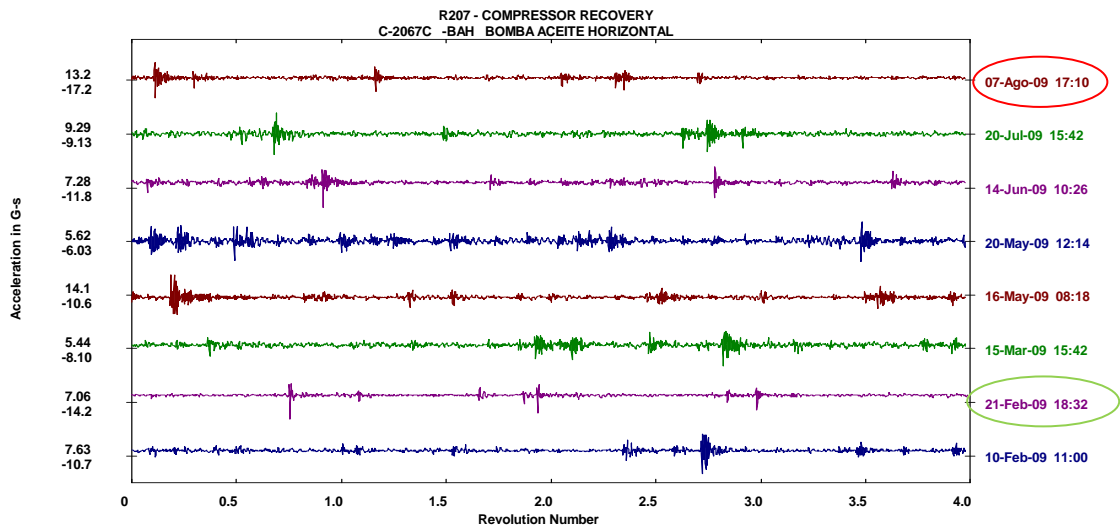
• **Gráficas de vibración en los puntos de monitoreo de la bomba de lubricación**



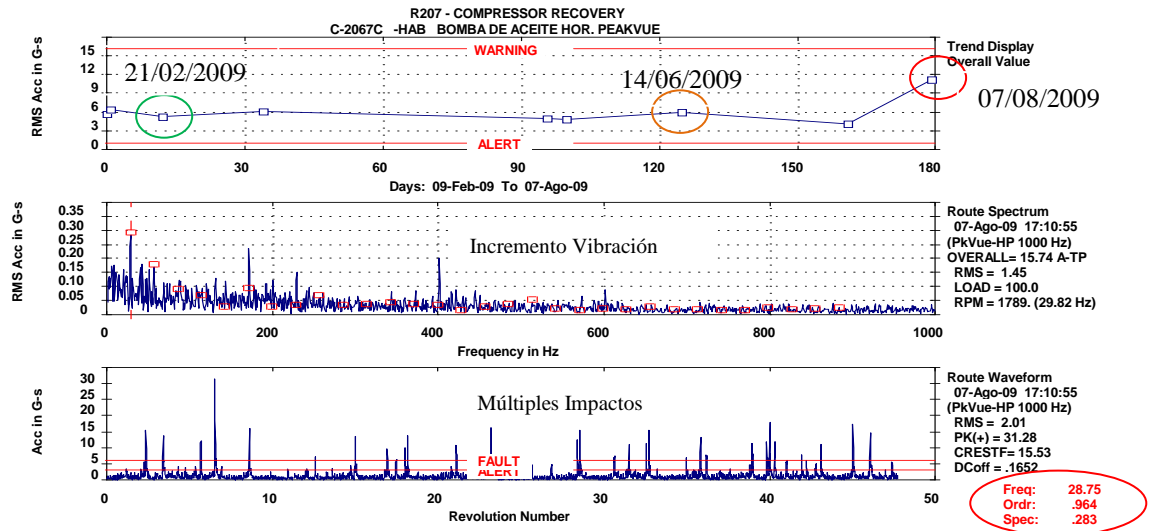
**Figura .:** Tendencia, espectro, forma de onda en la dirección horizontal en baja frecuencia. (14-06-2009 inicio crítico).



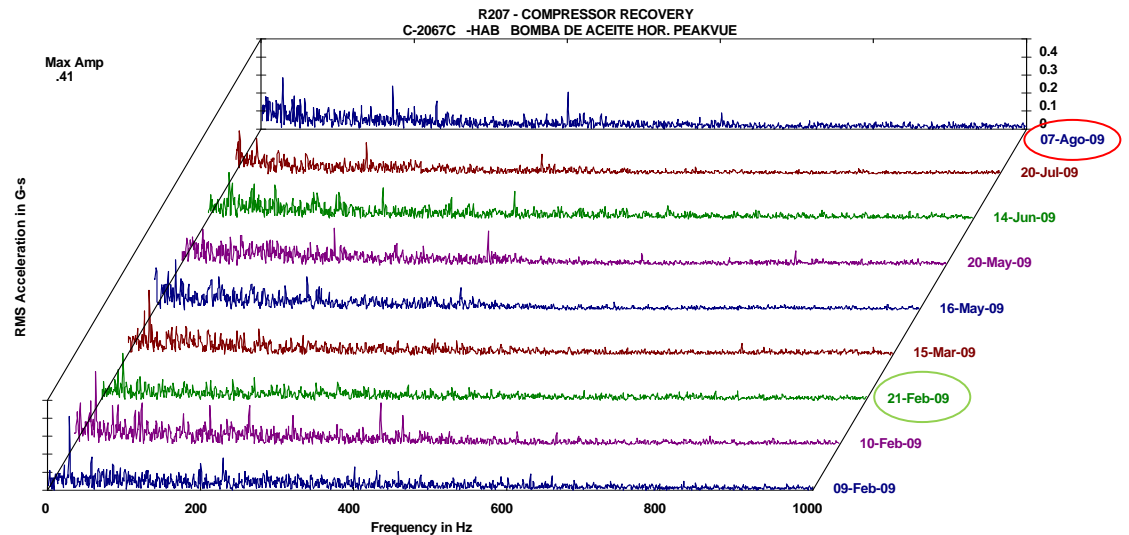
**Figura .:** Espectros en la dirección horizontal en baja frecuencia



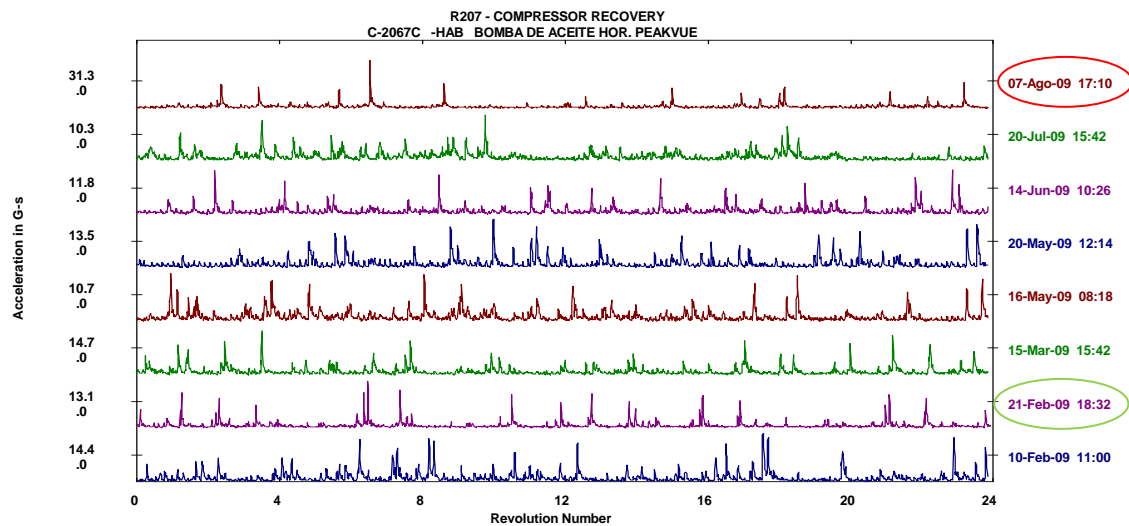
**Figura .:** Forma de onda en la dirección horizontal en baja frecuencia.



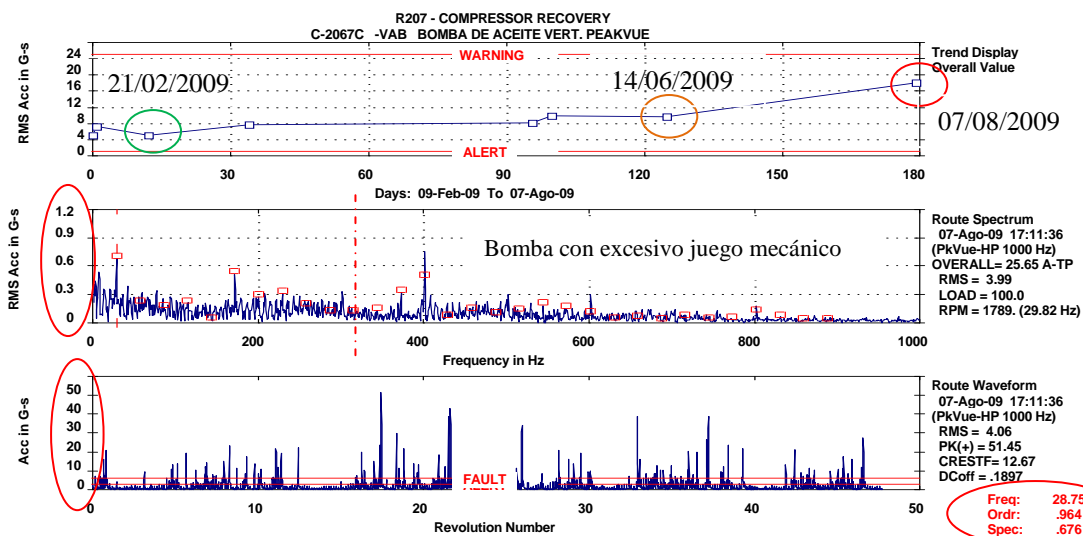
**Figura .:** Tendencia, espectro, forma de onda en la dirección horizontal en alta frecuencia. (14-06-2009 inicio crítico).



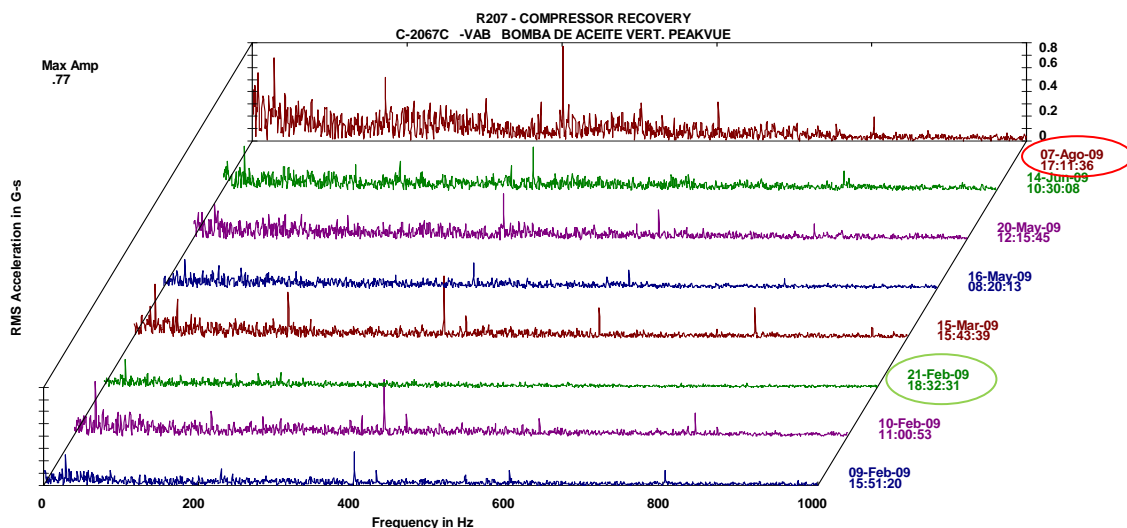
**Figura .:** Espectros en la dirección horizontal en alta frecuencia



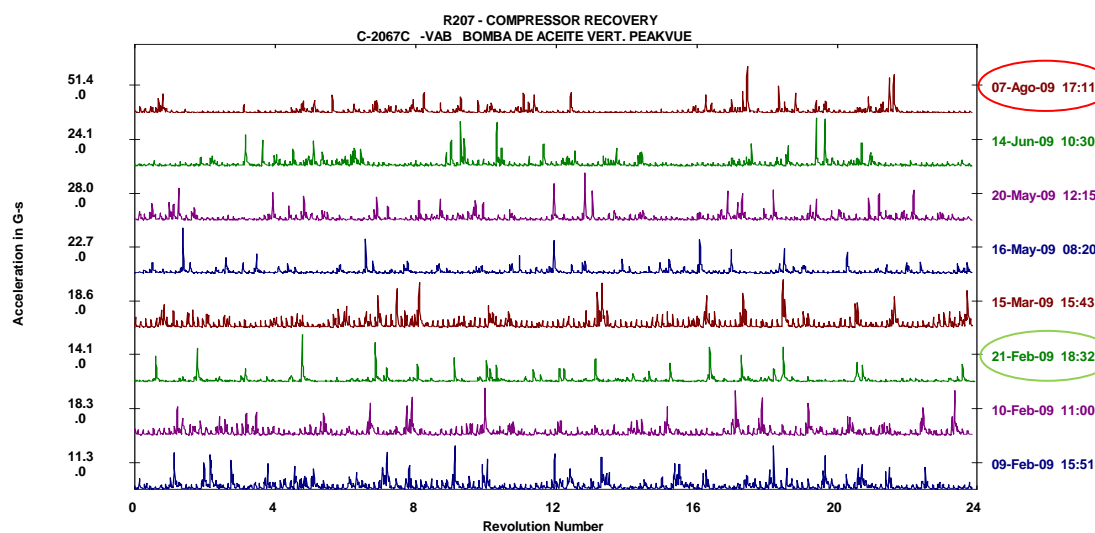
**Figura .:** Forma de onda en la dirección horizontal en alta frecuencia



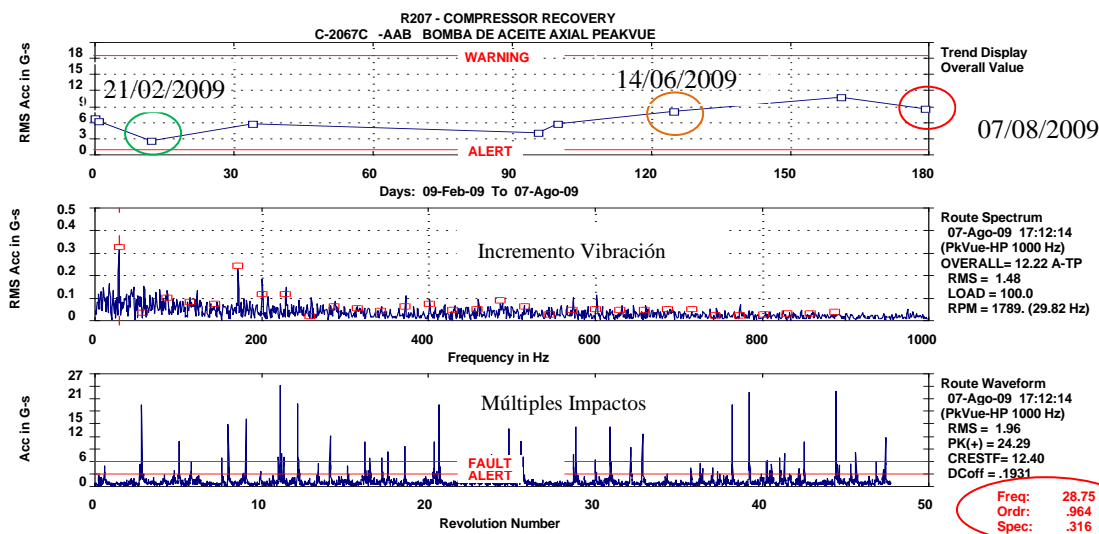
**Figura .:** Tendencia, espectro, forma de onda en la dirección vertical en alta frecuencia. (14-06-2009 inicio crítico).



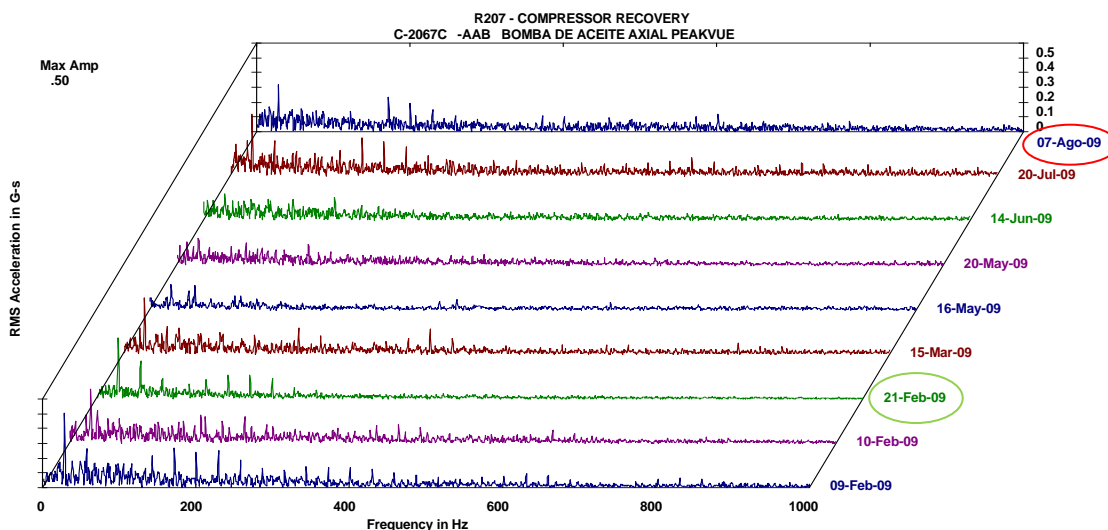
**Figura .:** Espectros en la dirección vertical en alta frecuencia.



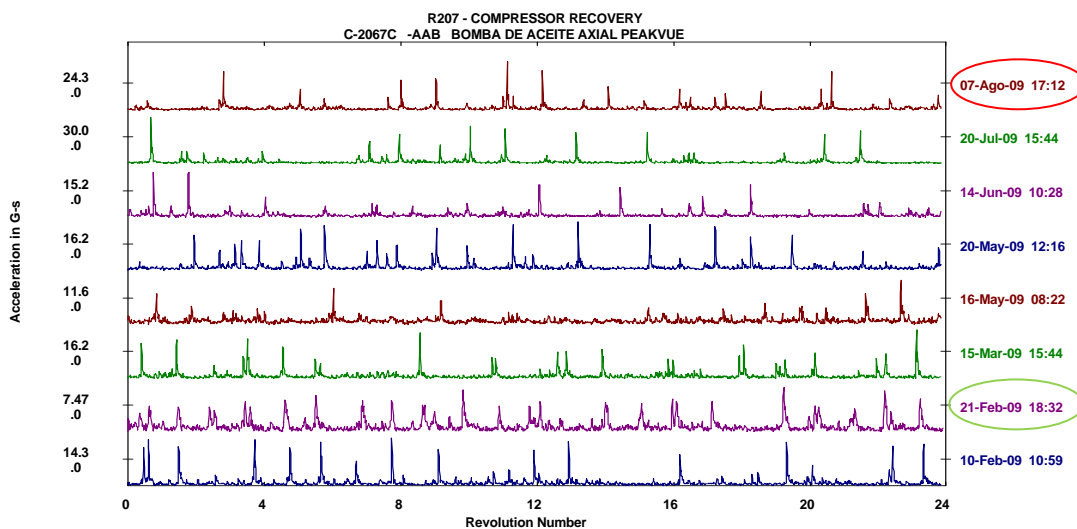
**Figura .:** Forma de onda en la dirección vertical en alta frecuencia.



**Figura .:** Tendencia, espectro, forma de onda en la dirección axial en alta frecuencia. (14-06-2009 inicio crítico).



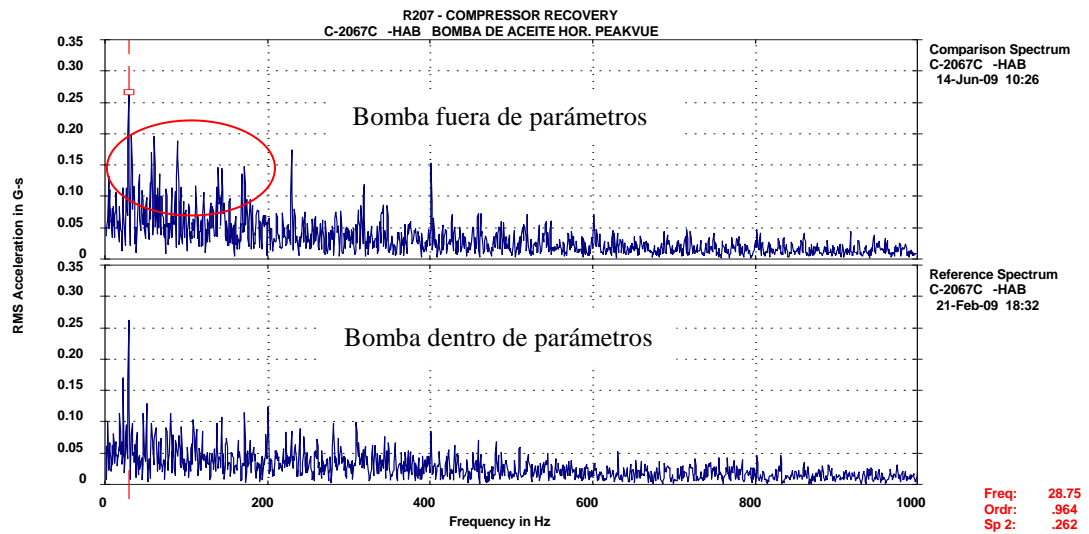
**Figura .:** Espectros en la dirección axial en alta frecuencia.



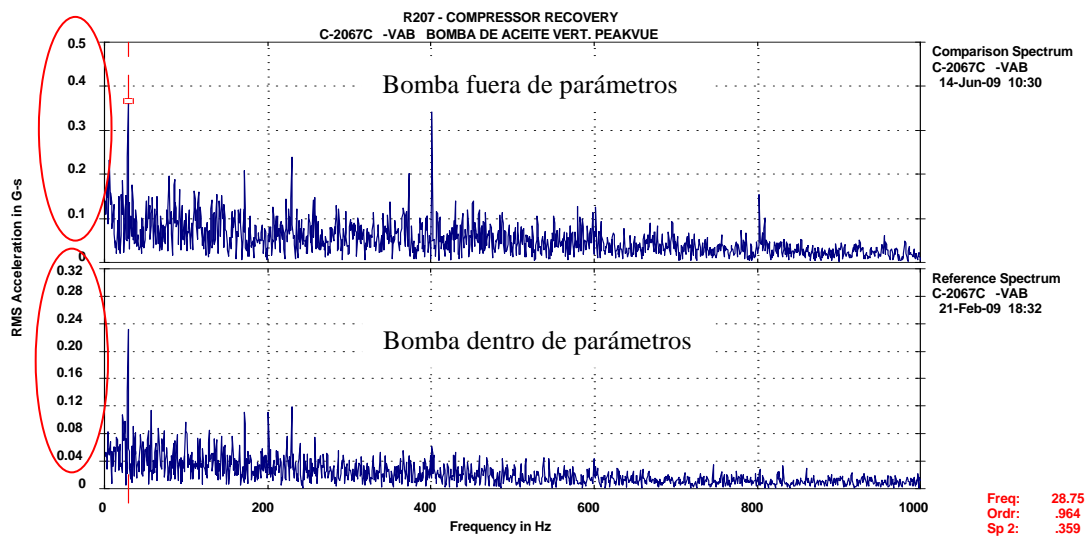
**Figura .:** Forma de onda en la dirección axial en alta frecuencia.



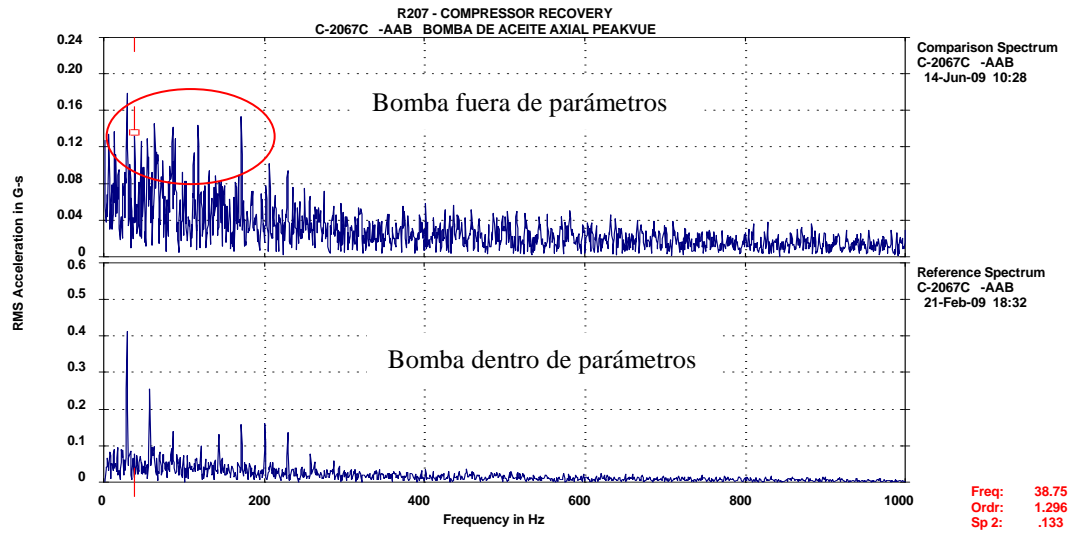
- **Comparación del espectro del 21-02-2009 (Normal) y 14/06/2009 (Inicia lo crítico)**



**Figura .:** Espectro en la dirección horizontal en alta frecuencia

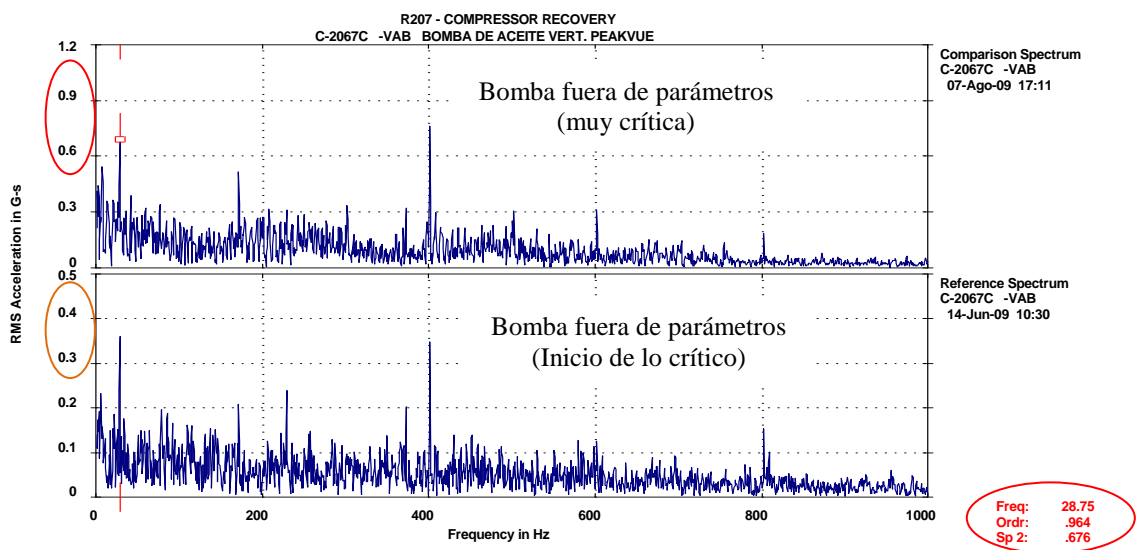


**Figura .:** Espectro en la dirección vertical en alta frecuencia



**Figura .:** Espectro en la dirección axial en alta frecuencia.

- **Comparación del espectro 14/06/2009 (Inicia crítico) y el 07/08/2009 (Último dato)**



**Figura .:** Espectro en la dirección vertical en alta frecuencia (Dirección crítica).

### 5.4.3.3. Análisis técnico del monitoreo de vibraciones del compresor de tornillo.

- **Análisis de las tendencias durante el período establecido.**

Las tendencias globales de vibración del compresor C 2067 C se encuentran casi todas dentro de lo normal ya que sus valores son bajos es así que la mayoría no supera el valor de uno tanto en baja y alta frecuencia (Ver figs. 5.59, 5.60 y 5.61). La excepción se da en los puntos de monitoreo de la bomba de lubricación en especial en alta frecuencia ya que se tiene incremento con valores altos (Ver fig. 5.63), esto también se refleja en la tendencia de los puntos de lado externo del compresor en especial en la dirección vertical en alta frecuencia (Ver fig. 5.62). El valor más bajo en las tendencias globales de vibración en la bomba se da el 21/02/2009 que sería cuando está trabajando cercano a lo normal, posteriormente se tiene un incremento moderado pero el 14/06/2009 los valores se elevan demasiado hasta el 07/08/2009 que es último muestreo de análisis.

En las tendencia de los datos operacionales tomados conjuntamente con el monitoreo de vibraciones se tiene que los datos de temperatura y presión de descarga final del gas disminuyen en el ultimo monitoreo la causa seria que probablemente el filtro separador se encuentra obstruido lo que provocaría la disminución. Mientras que la tendencia de la presión de la bomba disminuye hasta el último periodo de monitoreo la causa sería por mal funcionamiento de la bomba (Ver fig. 5.64).

- **Análisis de la gráficas de vibración en los puntos de monitoreo de la bomba de lubricación.**

Luego de analizar las tendencias de cada uno de los puntos de monitoreo se tenía que existía un problema en la bomba de lubricación, para determinar la causa y como afecta al equipo se analiza las gráficas de vibración del 07/08/2009 que es el más crítico, para lo cual se realiza una comparación durante el periodo de monitoreo de las gráficas que nos indican la falla que son los espectros y lo critico de esta que se lo observa en la forma de onda.

Al realizar la comparación de las gráficas vibración de la bomba de lubricación en las tres direcciones se tiene:

En los gráficos de vibración de baja frecuencia, lo mas anormal se da en la dirección horizontal, en donde se observa que en el espectro no existe mucha variación durante el período de monitoreo, en cambio en la forma de onda se observa que tiene un incremento de impactos tanto en magnitud y cantidad. Siendo la de menor gravedad la del 21/02/2009 y la de mayor es el del 07/08/2009 en donde se tienen que en el espectro se observa un pico dominante en 1X RPM Motor (Ver Figs. 5.65, 5.66 y 5.67), lo que significa que existe un pequeño desbalanceo de la bomba que seria a causa del desgaste de los elementos de esta, lo que provoca el desfase entre el centro de giro y el centro de masa o gravedad.

En las gráficas de vibración en alta frecuencia se tiene que en el espectro se observa un incremento de vibraciones luego del 21/02/2009 en las tres direcciones de

monitoreo, conjuntamente en la gráfica de la forma de onda se tiene un incremento de impactos desde la misma fecha (Ver figs. 5.68, 5.69, 5.70, 5.74, 5.75 y 5.76). Siendo el más crítico el 07/08/2009 en el sentido vertical en donde se observa vibraciones irregulares no sincrónicas desde 1 a 10X RPM Motor, (Ver figs. 5.71, 5.72 y 5.73) que significa que se tiene un excesivo juego mecánico en los elementos de la bomba, lo que provocaría que existan elementos flojos, y como en la forma de onda se tiene múltiples impactos de gran magnitud el problema es grave por lo que se debería revisarla.

- **Análisis de comparación del espectro entre las fechas críticas y la normal.**

En la tendencia global de vibración de la bomba de lubricación se tenía que el 21/02/2009 es la fecha cercana al nivel normal de vibración mientras que el 14/06/2009 era donde se iniciaba el incremento anormal por lo que para establecer la diferencia entre el buen y mal funcionamiento de la bomba se realiza la comparación entre estas dos fechas de monitoreo.

Al realizar la comparación del espectro en alta frecuencia de estas dos fechas se observa que existe una clara diferencia en el nivel de vibraciones siendo la más representativa en la dirección vertical (Ver figs. 5.77, 5.78 y 5.79). Además se tiene que el 07/08/2009 que es el ultimo monitoreo de análisis presenta el doble del nivel de vibración que se tenía el 14/06/2009 en el sentido vertical, que fue donde se inicio el nivel anormal de vibración (Ver fig. 5.80). Con lo que se confirma el problema de un excesivo juego mecánico y que la bomba se encuentra en mal estado.

#### 5.4.3.4. Reporte del monitoreo de vibraciones del compresor de tornillo C 2067 C.

A continuación se muestran el reporte del monitoreo de vibraciones del equipo durante el periodo de análisis.

**Tabla .: REPORTE DEL MONITOREO DE VIBRACIONES COMPRESOR TORNILLO C-2067C.**

TIPO DE REPORTE: Monitoreo de vibraciones		SITIO: PLANTA SPF		
TAG MAQUINA: C-2067C		EQUIPO MEDICIÓN: CSI 2130		
EQUIPO: Compresor tornillo Gardner Denver		FECHA MONITOREO: desde 09/02/2009 hasta 07/08/2009		
SERIE: MOTOR Teco Westinghouse 200HP s/n GSC077650-1 COMPRESOR Gardner Denver S266678				
Componente	Recomendación	Diagnóstico	Causa	Condición del equipo
Compresor	Disminuir frecuencia de monitoreo	Los niveles de vibración en la mayoría se encuentran dentro de lo normal durante el período de análisis (Valores menor que 1 a excepción del lado libre en especial en alta frecuencia y en sentido vertical )	Debido al efecto del nivel alto de las vibraciones en la bomba de lubricación).	Seguimiento
Bomba de lubricación	Cambio programado (Revisar partes internas de la bomba de lubricación.)	Los niveles de vibración en alta frecuencia se elevan durante el periodo de análisis especial en el sentido vertical, además también se incrementan los impactos en la forma de onda.  El inicio del incremento anormal del nivel de vibración se inicia el 14/06/2009 y la más crítica se da el 07/08/2009.  La condición de vibraciones cercana a lo normal se da el 21/02/2009.	Partes flojas de la bomba por un excesivo juego mecánico  (vibraciones irregulares no sincrónicas en el espectro en sentido vertical en alta frecuencia desde 1 a 10X)	Alarma
Motor eléctrico	Continuar monitoreo según matriz CBM	Los niveles de vibración se encuentran dentro de lo normal durante el período de análisis (Valores menor que 1).	Normal funcionamiento	Normal

### **5.5. Beneficio técnico de la implementación del análisis de mantenimiento basado en condición (CBM).**

Como se ha mencionado la finalidad de realizar un mantenimiento basado en la condición del equipo es poder detectar anomalías en el funcionamiento de estos antes de que se produzcan fallas catastróficas y disminuir las horas de mantenimiento innecesarias, por lo que es fundamental realizar un buen monitoreo y análisis de los datos que se obtienen por las diferentes técnicas. A continuación se presentan daños típicos que se producen en los compresores, detectados a tiempo mediante las técnicas de mantenimiento predictivo (CBM).

- **Daños encontrados en el compresor recíprocante C-3121A, el 08/01/2008.**

Se tiene un daño del packing de la primera etapa que dejó entrar gas al cárter del compresor, se observa óxido en el cigüeñal y ralladuras en los cojinetes de biela y bancada especialmente en la zona de la primera etapa del compresor (Contaminación del aceite detectada por el análisis de aceite y por el equipo de monitoreo dinámico “Windrock”).



**Figura .:** Ralladuras en los cojinetes de biela y de bancada



**Figura .:** Óxido en el cigüeñal.

- **Daños encontrados en el compresor recíprocante C-3021, el 13/07/2008**

Se desmontan las válvulas y se encuentra la válvula de succión (2HS2) rota. Se desmonta el pistón de la segunda etapa y se observa que este se encuentra los rines, cámara y pistón desgastados (Falla mecánica del equipo detectada por el equipo de monitoreo dinámico “Windrock”).



**Figura .:** Válvula de succión segunda etapa (2HS2) rota.

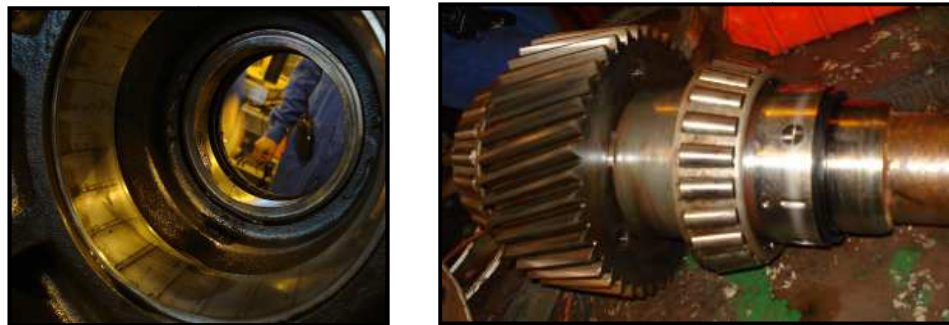


**Figura .:** Desgaste de anillos, pistón de la segunda etapa



- **Daños encontrados en el compresor de tornillo C-2067 B luego de la recomendación efectuada por CBM, fecha 21/08/2008.**

Se determina que el juego axial no era el indicado (Detección mediante el análisis de vibraciones) ya que los rodamientos se encuentran flojos pista – canastilla (Ver fig. 5.85); producto de esto se tiene que en la parte opuesta a los rodamientos se encuentra la superficie de la tapa y del tornillo con un desgaste excesivo (Ver fig. 5.86). Como los rodamientos se encuentran flojos provocan el movimiento de todo el conjunto de elementos mecánicos, reflejándose en los piñones ya que estos no realizan el engrane requerido (Ver fig. 5.87), y en el desgaste de la tapa con el sello tipo laberinto (Ver fig. 5.88).



**Figura .:** Rodamientos flojos



**Figura .:** Desgaste (a) y (b) superficie lateral tornillo y (c) tapa lateral



**Figura .:** Piñones no efectúan el engranaje correcto.



**Figura .:** Tapa donde se aloja el sello tipo laberinto.

La parada de estos compresores de gas implica que la turbina a la que alimentan tenga que funcionar a diesel y casi a su máxima capacidad debido a que los generados a gas dejan de funcionar, lo que provocaría un aumento en el costo de generación eléctrica. Además, con la detección a tiempo de las fallas se realizó una parada planificada de estos equipos para su respectivo mantenimiento, reduciendo los costos ya que se evitan daños catastróficos al equipo, evitando también así posibles accidentes al personal que labora en las instalaciones.

## **CAPÍTULO VI**

### **6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

#### **6.1. Conclusiones.**

- a)** Se cumplió con el objetivo de realizar la “Implementación del Análisis de Mantenimiento Basado en Condición de los Compresores a Gas”, basándose en técnicas de mantenimiento predictivo con lo que se logró establecer el desempeño de los compresores durante el período de monitoreo establecido. Para así poder prevenir los daños severos y hasta en muchas veces catastróficos, es decir transformar los mantenimientos correctivos en mantenimientos planificados, y de esa manera disminuir los costos elevados por reparación, repuestos y producción.
- b)** Mediante la “Implementación del Análisis de Condición” se pudo unificar las técnicas de mantenimiento predictivo de monitoreo dinámico y de vibraciones con el análisis de aceite y datos operacionales, ya que las partículas que se desprenden de los componentes de las máquinas por desgaste necesariamente se depositan en el aceite y mediante un correcto análisis de las muestras recolectas en forma apropiada, se puede determinar de qué material se trata y a qué parte de la máquina pertenece, para con ello tener un conocimiento previo de donde podría

existir una falla y mediante el monitoreo dinámico o de vibraciones se determine exactamente lo ocurre en el equipo.

- c) En general el lubricante que se está utilizando en los compresores recíprocos a gas es el adecuado debido a que se ha degradado normalmente durante el período de análisis, ya que sus propiedades detergentes, desmulsificantes, antidesgaste y antioxidante son buenas. Es así que estas disminuyen en pocas ocasiones dentro lo normal, la causa probable es debido a la contaminación del aceite principalmente por residuos de agua, polvo o tierra. Con lo que se ratifica que el lubricante se lo debe cambiar por la condición en que se encuentre, para de esa manera garantizar un normal funcionamiento de la máquina, en base de esto se tiene que se podría extender el tiempo en que se está realizando el cambio de aceite de 2000 horas a 2500 horas.
  
- d) El desgaste que se tiene en el compresor recíproco C 3121 A, en especial en los cilindros, pistones, cojinetes y muñones de bancada, es moderado. El cual se pudo detectar y establecer su criticidad mediante la determinación de límites en los datos del análisis de aceite conjuntamente con los datos operativos y también con el monitoreo dinámico, en donde se evidencia el desgaste producido a través de las ondas de ultrasonido expandido y por las vibraciones que se dan en los puntos de inversión dinámica acompañado de otros impactos moderados. Además también se pudo detectar la presencia de fuga en las válvulas debido a que existe vibración y ultrasonido en los procesos de expansión y compresión, como también

por las diversas aperturas de las válvulas que se dan durante todo el proceso de funcionamiento del compresor.

- e) La capacidad de funcionamiento del compresor de tornillo C 2067 C no es la adecuada debido a la baja presión de succión, por lo que la temperatura del gas-aceite está muy cercana a la mínima necesaria para que se dé una buena separación que es de 160; provocando que exista presencia de condensado en el aceite y que conjuntamente con la posible obstrucción del filtro separador de gas-aceite y de la línea de retorno del aceite a la cámara de compresión, contribuyan a que no se dé una adecuada separación, debido a que el gas se presuriza provocando que este fluya con el aceite por la tubería de descarga dando como consecuencia el excesivo consumo del lubricante que se ve reflejado en la disminución del nivel de aceite en el depósito.
  
- f) El principal problema que se pudo determinar mediante el análisis de vibraciones en el compresor de tornillo C 2067 C fue en la bomba de lubricación, que se encuentra en malas condiciones debido a que tiene altos niveles de vibración en alta frecuencia que se han ido incrementado durante el período de análisis en especial en el sentido vertical conjuntamente se ha incrementando los impactos en la forma de onda, que sería a causa de un excesivo juego mecánico provocando que los elementos de la bomba se encuentre flojos. Además también se pudo establecer cuando se tiene un nivel de vibraciones normal o anormal para este tipo de bomba en particular.

- g) El mantenimiento predictivo no está limitado a empresas con flujos monetarios millonarios, y a pesar de que el presente trabajo fue realizado en una empresa petrolera y en equipos sumamente costosos, la idea fundamental del mantenimiento predictivo se puede aplicar en cualquier industria que esté dispuesta a mejorar la eficiencia de sus equipos, procesos, y a evitar desperdiciar recursos que puede ser mejor enfocados y aprovechados.

## **6.2. Recomendaciones.**

- a) Las pruebas de laboratorio que se están realizando para el aceite, la mayoría son las adecuadas, a excepción de la prueba que se realiza para el porcentaje de agua, hollín (Se encuentran dentro de la prueba FTIR); y TBN. Según la actual prueba nunca ha existido contaminación por agua, sin embargo, se tiene presencia de sodio durante todo el período de análisis (contenido de agua en el aceite). Por lo que se debería realizar una prueba de laboratorio específica para el % agua, que sería mediante las normas ASTM D-95, D-96, D- 1744y D- 6306. Mientras que las otras dos no son necesarias.
- b) En los compresores de tornillo se debería realizar las mismas pruebas de laboratorio para el aceite que se están realizando en los compresores reciprocantes debido a que comprimen el mismo tipo de gas, teniendo en cuenta que se debe realizar una prueba específica para el contenido de agua. Además se debería

realizar la prueba para determinar el numero acido total (TAN) mediante las normas ASTM D-664 y D-974, y la prueba del punto de inflamación con la norma ASTM D-92, D-93 ya que en los compresores de tornillo el lubricante está en contacto con el gas. Se debe indicar que en este tipo de compresor no se realizó el análisis de aceite debido al contrato que tiene la empresa con el proveedor del lubricante (No se encuentra incluido el análisis de laboratorio del aceite usado.)

- c) Revisar la posibilidad de cambiar el lugar donde se realiza la toma de la muestra de aceite debido a que solo en el compresor reciprocante C 3121A está lo más cerca a lo correcto, mientras que en los otros compresores reciprocantes el lugar de la toma no es la adecuada debido a que se encuentran en secciones en donde no hay cambio dirección y en donde el fluido no circula constantemente, de ahí la importancia que tiene el realizar la purga del aceite previamente al muestreo.
  
- d) Para el compresor reciprocante C 3121 B que no posee válvula para el muestreo de aceite, se debe colocarla en la sección que está cercana al filtro de aceite en donde existe un cambio de dirección. Como también se debería colocar el codificador para el ángulo del cigüeñal y las válvulas para el monitoreo de las presiones en cada etapa, para que pueda comenzar a realizar el monitoreo dinámico en este compresor.

- e) En los compresores de tornillo se debe colocar una válvula antes del filtro de aceite que es para determinar la condición del lubricante y otra después del depósito para determinar la presencia o no de condensado en el aceite, en ambos casos, se los debe colocar en donde exista cambio de dirección.
  
- f) La causa de la presencia de fuga de gas en las válvulas sería debido a que los resortes de estas se encuentran defectuosas por lo que se debería revisarlos ya que esto afecta al normal funcionamiento del compresor recíprocante C 3121 A. Además también se debe disminuir las presiones de trabajo ya que existe una pequeña sobrecarga en la capacidad y potencia del compresor, lo que puede provocar daños en el conjunto recíprocante en especial en el vástago y la cruceta, como también afectaría a los cojinetes de bancada y biela.
  
- g) Realizar la planificación para el mantenimiento y revisión del filtro separador y de la línea de retorno de aceite a la cámara de compresión del compresor de tornillo C 2067 C; también se recomienda que se estudie la posibilidad de tratar de aumentar la presión de succión del gas o colocar en el depósito un calentador para así disminuir o evitar la presencia de condensado en el aceite, que sería una de las causas que provocó el daño en la bomba de sistema de lubricación.
  
- h) Se debe procurar que la entrega de los resultados del análisis de laboratorio del aceite sean lo más pronto posible, ya que un mes es mucho tiempo; como también



que se realicen las pruebas físico-químicos requeridas para cada tipo máquina, basadas en su funcionamiento. Para que con ello se pueda realizar un adecuado análisis de la condición del lubricante y así poder prevenir las fallas o averías de la máquina.

- i) Para que se dé un buen desarrollo del mantenimiento predictivo debe existir, un seguimiento de la máquina antes y después de que se presente la falla, como también durante la realización de la respectiva corrección, para poder así confirmar la causa que provoco el daño de la máquina, y de esa forma se fortalezca el personal que se encuentra a cargo del mantenimiento basado en condición.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] **HANLON**, Paúl C. Compressor Hand Book. New York: McGraw-Hill Interamericana, 2001.
- [2] **BROWN**, Royce N. Compressors, Selection and Sizing. 2da.ed. Houston: Butterworth-Heinemann, 1997.
- [3] **FERNÁNDEZ DÍEZ**, Pedro. Compresores. España: Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética, Universidad de Cantabria, 2007.
- [4] **BLACH**, Heinz p. y Hoefner, John. Reciprocating Compressors, Operation and Maintenance. Houston: Butterworth-Heinemann, 1996.
- [5] **PACHECO BERTOT**, Pedro. Cálculo y Selección de Compresores en Instalaciones Industriales. Santiago de Cuba: ISPJAM, 1989. pp 171-172.
- [6] **GARDNER**, Denver. Rotatory Gas Compressor – Operation and Service Manual. U.S.A.: Master Distribution Center, 1997. p 15.
- [7] **MAJUMDAR**, R. Sistemas Neumáticos, Principios y Mantenimiento. México: McGraw-Hill Interamericana, 1998. pp 50-51.
- [8] **WHILE GLENN**. Análisis de Vibraciones. Bainbridge Island: DLI Engineering Corporation, 1988. p 11.
- [9] **A-MAQ S.A.** Tutoriales de Vibraciones para Mantenimiento Mecánico. Enero 2005. (doc.)
- [10] **MACHINERY LUBRICATION** en español, revista. Paper Interpretación Sistemática del Análisis de Aceite, Técnica SACODE. U.S.A.: Ashley Mayer, 2005. pp 1-3.

[11] **GARDER**, Denver. Circulares Técnicas, AEON-NG-H10- Technical Data Sheet.

U.S.A.: Aftermarket, 2005.

[12] **BENÍTEZ HERNÁNDEZ**, Luis Eduardo. Análisis de Fallas por Lubricación, Curso

Inspector de Tribología y Lubricación. Perú: Lima, septiembre 2006. (doc.)

## **BIBLIOGRAFÍA**

**ARIEL CORPORATION.** Manual Técnico Compresores Reciprocantes de Cilindros  
Opuestos Balanceados. Ohio: Mont Vernon, 2005.

**CENGEL, M. Boles.** Termodinámica. New York: McGraw-Hill, 1996.

**EFRÉN BORREGO, Amador.** Introducción a las Técnicas de Diagnostico y Mantenimiento  
Preventivo. Sevilla, 2007. (doc.)

**GE. POWER SYSTEMS OIL AND GAS- GEMINI.** Operation Instructions Gas  
Compressor B Series. Florida: Hoerbiger Corporation , 2000.

**HANOVER COLOMBIA.** Boletines de Servicios, Aportes Operacionales, Mantenimiento  
Predictivo. Colombia, 2005. (doc.)

**AVALLONE, Eugene y Baumeister, Theodore.** Manual del Ingeniero Mecánico. 3ra.ed.  
México: Mc Graw Hill, 1987.

**MURRAY, John.** Reliability Centred Maintenance. 4ta.ed. USA: Biddles, 2004

**ROJAS NADAL, Manuel.** Reporte Investigación Sobre Fallas y Averías de Motores de  
Combustión Interna. Cuba: Academia para la ciencia militar de la URSS, 1998.

**WOODGROUP COLOMBIA.** Boletines de Servicios, Aportes Operacionales,  
Mantenimiento Predictivo. Colombia, 2005. (doc.)

## **LINKOGRAFÍA**

AEON-NG-H10-TECHNICAL DATA SHEET, CIRCULARES TÉCNICAS GARDER  
DENVER.

[www.aeong\\_h10\\_dat.pdf](http://www.aeong_h10_dat.pdf).

**2009-08-01.**

ANÁLISIS DE COMPRESORES Y MOTORES, WINDROCK, INC

[www.windrock.com](http://www.windrock.com).

**2005-10-01.**

DIPLOMADO DE LUBRICACIÓN DE CLASE MUNDIAL, NIVEL I.

[www.noria.com](http://www.noria.com).

**2009-06-01.**

GESTIÓN DE MANTENIMIENTO

[www.confiableidad.net/invitados/analisis\\_iso.htm](http://www.confiableidad.net/invitados/analisis_iso.htm).

**2009-06-20.**

MANUAL DE ANÁLISIS DE VIBRACIONES.

[www.csi.com](http://www.csi.com).

**2005-06-01.**

MANTENIMIENTO PREDICTIVO, TÉCNICAS DE MONITOREO

[www.pdma.com](http://www.pdma.com).

**2009-06-10.**

MANUAL TÉCNICO DE COMPRESORES RECIPROCANTES DE CILINDROS  
OPUESTOS BALANCEADOS MODELOS JGW, JGR Y JGJ.

[www.ariel.corp.com](http://www.ariel.corp.com).

**2009-08-05.**

MONITOREO DE VIBRACIONES.

[www.vesystems.com](http://www.vesystems.com).

**2009-07-12.**

PAPER “ANÁLISIS DE ACEITE”, RAMÍREZ RAÚL, PUB. EMAGISTER-GRUPO DE LUBRICACIÓN.

[www.emagister.com](http://www.emagister.com).

**2009-07-08.**

PAPER “INTERPRETACIÓN SISTEMÁTICA DEL ANÁLISIS DE ACEITE, TÉCNICA SACODE, PUB. REVISTA MACHINERY LUBRICATION EN ESPAÑOL.

[www.machinerylubrication.com/sp](http://www.machinerylubrication.com/sp).

**2009-07-05.**

PAPER “UNDERSTANDING TIME-DEPENDENT LIMITS” PRACTICING OIL ANÁLISIS MAGAZINE, MAYER ASHLEY.

[www.noria.com](http://www.noria.com).

**2005-11-01.**

RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE LABORATORIO DEL ACEITE USADO EN LOS COMPRESORES, YPF.

[www.ypf.com](http://www.ypf.com).

**2009-04-01.**

TUTORIALES DE VIBRACIONES PARA MANTENIMIENTO MECÁNICO, REALIZADO POR A-MAQ S.A., ANÁLISIS DE MAQUINARIA.

[www.a\\_maq.com](http://www.a_maq.com).

**2005-01-01**

